

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ПРОФЕССИОНАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
«САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ имени академика С.П. КОРОЛЕВА»
(НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ)

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ И
СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГТД**

Электронные методические указания

САМАРА

2012

УДК 681.5

Составители: **Крючков Александр Николаевич**

Гимадиев Асгат Гатьятович

Блюмин Кирилл Владимирович

Моделирование гидромеханических агрегатов и систем управления ГТД [Электронный ресурс]: электрон. метод. указания к лаб. работам / Минобрнауки России, Самар. гос. аэрокосм. ун-т им. С. П. Королева (нац. исслед. ун-т); сост. А.Н. Крючков, А.Г. Гимадиев, К.В. Блюмин. - Электрон. текстовые и граф. дан. (21,9 Мбайт). - Самара, 2012. - 1 эл. опт. диск (CD-ROM).

В пособии приведены методические указания к практическим работам по дисциплине «Автоматика и регулирование АД и ЭУ».

Учебное пособие предназначено для студентов 2 факультета, обучающихся специальности 150802 «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», по направлению 160700.68 "Двигатели летательных аппаратов" и изучающих дисциплину «Автоматика и регулирование АД и ЭУ» в 9 и 10 семестрах.

Разработано на кафедре АСЭУ.

© Самарский государственный
аэрокосмический университет, 2012

ВВЕДЕНИЕ

Одним из важных компонентов авиационного двигателя является его система управления, от точности которой во многом зависит надёжность, экономичность и безопасность полётов. К системам автоматического управления (САУ) авиационных двигателей предъявляются весьма жесткие требования по статическим и динамическим характеристикам. При подготовке инженерных кадров, призванных разрабатывать и эксплуатировать такие системы, уделяется большое внимание приобретению глубоких знаний по статике и динамике САУ. Выбор параметров САУ, обеспечивающих заданные её характеристики, и анализ влияния отдельных параметров на динамические свойства системы сопровождается большим объемом вычислительных работ. Применяемые для этой цели традиционные методы расчета, например, метод трапецеидальных частотных характеристик при построении переходного процесса, не позволяют проводить анализ множества вариантов реализации САУ. В связи с этим возникла необходимость в разработке новых подходов моделирования статических и динамических характеристик систем на основе современных пакетов программ расчёта на ЭВМ. Для этого необходимо разработать методологию моделирования процессов управления в гидромеханических системах авиационных ГТД.

В настоящее время бурно развиваются электронные системы управления, однако следует иметь в виду, что, в конечном счёте дозирование топлива в двигателе осуществляется гидромеханическими элементами и от их характеристик во многом зависит эффективность ГТД. Поэтому в данном отчёте подробно рассмотрены вопросы методологии математического моделирования гидромеханических агрегатов и систем управления авиационных ГТД.

1 МЕТОДОЛОГИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГТД

Методология математического моделирования гидромеханических агрегатов САУ строится на основе алгебраических и дифференциальных уравнений элементов систем, записанных с принятием определённых упрощающих допущений. Уравнения элементов выводятся на основе законов механики, гидродинамики, записанных в сосредоточенных и распределённых параметрах.

Основным уравнением для подвижных элементов агрегата является уравнение движения или баланса действующих на него сил. На подвижный гидромеханический элемент могут действовать силы от давлений рабочей среды, действующих на его торцы, усилие пружины с предварительным натягом, силы вязкого и сухого трения, инерционная сила

$$M_{прив} \frac{d^2 y}{dt^2} + \lambda_{мп} \frac{dy}{dt} + C_{с.мп} \text{sign} \frac{dy}{dt} + \gamma_{np} y + N_{np} = F_1 P_1 - F_2 P_2 \quad (1.1)$$

здесь y - координата подвижного элемента; $M_{прив}$ - приведённая масса подвижного элемента с учётом одной трети массы пружины; $\lambda_{мп}$ - коэффициент вязкого трения; $C_{с.мп}$ - сила сухого трения; γ_{np} - жёсткость пружины; N_{np} - сила предварительного натяга пружины; F_1, F_2 - площади торцов, P_1, P_2 - давления, действующие на соответствующие торцы.

Существует обширная литература по выбору входящих в уравнение (1.1) коэффициентов в зависимости от принятых упрощающих допущений.

Другим важным уравнением элементов гидромеханического агрегата является уравнение дроссельной характеристики, которое в общем случае может быть записано в виде

$$L \frac{dQ}{dt} + k_{ли} Q + k_{нел} Q^2 \text{sign} Q = P_1 - P_2 \quad (1.2)$$

где Q - объёмный расход жидкостной рабочей среды; $L = \frac{\rho l}{F}$ - акустическая индуктивность дросселирующего элемента; ρ - плотность жидкостной рабочей среды; l, F - длина и площадь проходного сечения канала элемента; $k_{\text{лин}}$ - коэффициент линейных (ламинарных) гидравлических потерь; $k_{\text{нел}}$ - коэффициент нелинейных (турбулентных) гидравлических потерь; P_1, P_2 - давления рабочей среды со стороны входа и выхода элемента.

Частным случаем уравнения (1.2) при допущении малости перепада давления на инерцию столба жидкости в объёме канала элемента и турбулентности потока жидкости принимает известный вид

$$Q = \mu F \sqrt{2(P_1 - P_2) / \rho} \quad (1.3)$$

где μ - коэффициент расхода жидкости.

Следующим важным уравнением является зависимость параметров для граничных сечений или граничные условия. Для соединения каналов гидромеханического агрегата эта зависимость представляет собой уравнения баланса расходов и давлений. Например, для соединения трёх каналов эти уравнения имеют вид:

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 = 0; \quad P_1 = P_2 = P_3 \quad (1.4)$$

где $Q_i, i = 1, 2, 3$ - объёмные расходы жидкостной рабочей среды в соответствующих каналах; $P_i, i = 1, 2, 3$ - давления в соответствующих каналах в месте их соединения.

1.2 Выбор направлений движения элементов и упрощающих допущений при разработке математических моделей гидромеханических агрегатов САУ ГТД

При исследовании статических и динамических характеристик САУ авиационных ГТД обычно считаются заданными: принципиальная схема САУ, включающая объект регулирования и регулятор с указанием регулируемого параметра и регулирующего фактора, управляющего и возмущающего воздействий, а также числовые значения параметров объекта регулирования.

Исследование САУ начинается с описания назначения и принципа действия системы с четким выделением объекта регулирования и характерных элементов регулятора: чувствительного элемента; задающего устройства; элементов сравнения; усилителя; исполнительного механизма; корректирующего элемента. Рассматривается состояние системы при установившемся режиме работы и в динамике при управляющем и возмущающем воздействиях.

Выделяются типовые элементы САУ и для них выводятся дифференциальные уравнения. Типовым звеном представляется, как правило, каждый характерный элемент регулятора. Вывод уравнения элемента начинается с определения координат и выбора направления их отсчета. За положительные направления отсчета принимаются такие, при движении по которым происходит процесс компенсации отклонения регулируемого параметра при действии возмущений или процесс установления нового его значения в соответствии с управляющим воздействием. Положительные направления перемещений элементов на схеме обозначают стрелками.

Для каждого из выделенных элементов принимаются упрощающие допущения и на основе законов физики, механики, гидрогазодинамики записываются соответствующие уравнения. Например, для подвижных

элементов записывается уравнение движения, а для элементов, связанных с протоком жидкости, - уравнение расходной характеристики и баланса расходов. Если в выражение входят нелинейные зависимости, то производится их линеаризация путем разложения функций в ряд Тейлора около точки, соответствующей равновесному (установившемуся) режиму, с учетом первых двух членов разложения. Вводятся базисные величины, за которые обычно принимают значения параметров при данном установившемся режиме, и записываются уравнения звеньев в относительных координатах. Полученные уравнения звеньев сводят в систему уравнений и проверяют их “замкнутость”. Число переменных в уравнениях (исключая управляющие и возмущающие воздействия) должно быть равно числу уравнений.

1.3 Методические указания по выбору программных средств моделирования динамических процессов в гидромеханических агрегатах и системах управления САУ ГТД

Если известна система алгебраических и дифференциальных уравнений САУ, то исследование её статических и динамических характеристик может быть выполнено различными методами. В теории автоматического регулирования наибольшее распространение получил операторный метод, основанный на преобразовании Лапласа.

Система дифференциальных уравнений представляется в операторной форме и для каждого из выделенных звеньев записывается передаточная функция как отношение выходного параметра к входному параметру в изображениях по Лапласу при нулевых начальных условиях $W(s) = X'_{\text{вых}} / X'_{\text{вх}}$. При назначении параметра звена за входное или выходное следует иметь в виду, что в системе уравнений тот или иной параметр может быть выходным только один, а входным сколько угодно. После представления дифференциального уравнения звена с учётом выше указанного замечания производится замена $d/dt = s$; d^2/dt^2 ; ... а сами переменные записываются в

форме изображений по Лапласу $\mathcal{L}_0, \mathcal{L}_{0_{\text{вх}}}$, где s - переменная в преобразовании Лапласа. Например, для одного из роторов ГТД, как объекта регулирования, описываемого дифференциальным уравнением первого порядка

$$T_{\text{НД}} \frac{dn_{\text{НД}}}{dt} + n_{\text{НД}} = k_{n-G} G_m + k_{n-P} P_e^*, \quad (3.1)$$

операторное уравнение имеет вид

$$(T_{\text{НД}} s + 1) \mathcal{N}_{\text{НД}} = k_{n-G} \mathcal{G}_m^0 + k_{n-P} \mathcal{P}_e^*, \quad (3.2)$$

где $n_{\text{НД}}$ - частота вращения ротора НД двигателя; G_m - расход топлива в камеру сгорания; P_e^* - давление заторможенного потока воздуха; k_{n-G} - коэффициент, характеризующий влияние расхода топлива на частоту вращения ротора НД; k_{n-P} - коэффициент, характеризующий влияние заторможенного потока воздуха на частоту вращения ротора НД.

Как правило, при представлении элементов САУ в сосредоточенных параметрах бывает достаточным запись уравнений не более второго порядка. В этом случае можно воспользоваться методом разбивки системы на типовые звенья.

Таким образом, выводят уравнения и затем представляют их в операторной форме для всех элементов САУ.

Наглядной формой представления САУ является структурная схема, в которой обозначены входные и выходные параметры, элементы системы в виде передаточных функций. Например, для ротора двигателя передаточная функция по расходу топлива, согласно равенству (3.2.1) имеет вид

$$W_{n-G}(s) = \frac{A_{HD}}{G_m^0} = \frac{k_{n-G}}{T_{HD}s + 1} \quad (3.3)$$

На основе уравнений представленных в виде передаточных функций, можно построить обобщённую структурную схему САУ (рисунок 1.1)

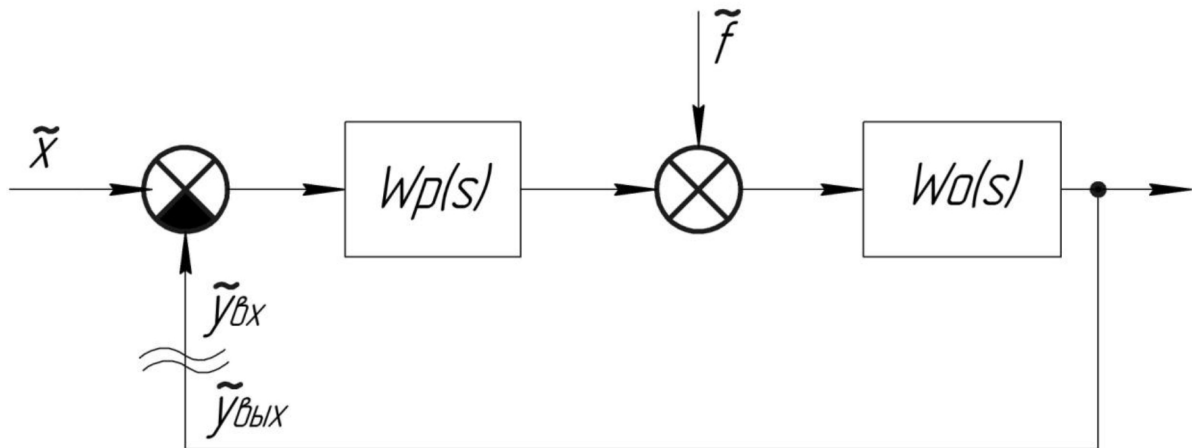


Рисунок 1.1 - Обобщённая структурная схема САУ

В структурной схеме приняты обозначения: \tilde{x} - управляющее воздействие; \tilde{y}_i - регулируемый параметр; \tilde{f} - возмущающее воздействие; $W_o(s)$ - передаточная функция объекта регулирования; $W_p(s)$ - передаточная функция регулятора.

На основе представления системы в виде обобщённой структуры с применением методов структурных преобразований определяют передаточную функцию САУ по управляющему и возмущающему воздействиям, знаменатели которых представляет собственный оператор системы в виде полинома по степеням оператора Лапласа. Исследованиями собственного оператора определяют устойчивость САУ по критериям устойчивости Рауса-Гурвица или Михайлова. Обеспечив устойчивость системы, приступают к построению переходных характеристик при ступенчатом управляющем и возмущающем воздействиях. По переходным характеристикам находят показатели качества регулирования САУ, которые сравнивают с заданными показателями технического задания.

Если САУ включает в себя хоть один нелинейный элемент, характеристику которого нельзя линеаризовать методом малых отклонений без потери существенных свойств, то такую САУ называют нелинейной. При исследовании устойчивости нелинейной САУ можно воспользоваться методом гармонической линеаризации или гармонического баланса. Сущность этого метода исследования заключается в том, что характеристика нелинейного элемента представляется линеаризованной зависимостью, коэффициент которой определяется амплитудой, а в общем случае и частотой колебаний входного параметра. Далее решается система уравнений всей САУ относительно указанных амплитуды и частоты возможных автоколебаний. Проверяется устойчивость решения, воспользовавшись аналитическим или графическим способом на основе критериев устойчивости Михайлова или Найквиста. Такой подход к моделированию гидромеханической САУ имеет тот недостаток, что не позволяет исследовать качество регулирования САУ.

В последние годы разработан ряд пакетов программ для решения задач по расчёту характеристик и выбору параметров САУ. К такой программе относится пакет MBТУ (моделирование в технических устройствах), разработанный в MBТУ имени Н.Э. Баумана (разработчик Козлов О.С.). Программа MBТУ позволяет рассчитывать переходные и частотные характеристики линейных и нелинейных САУ, выбирать параметры регулятора, при которых обеспечиваются требуемые показатели качества регулирования (длительность переходного процесса, перерегулирование). Однако MBТУ имеет и ряд ограничений, например, по числу представляемых блоков, невозможностью создания вложенных подмодулей, при использовании которых сокращается число анализируемых элементов на экране монитора. Кроме того, если САУ имеет звено с распределёнными параметрами, например в виде относительно длинного трубопровода, то уже MBТУ не годится или нужно представлять трубопровод в виде соединения нескольких отрезков.

Наиболее полно удовлетворяет разработчиков САУ пакет программ Matlab, в состав которого входит программный модуль Simulink [5]. На сегодняшний день написаны ряд учебных пособий по программированию в пакете Simulink, поэтому нет необходимости излагать всю методику решения задач, а остановимся лишь на их сути.

При исследовании САУ в пакете Simulink первым этапом является интерпретация математической модели САУ, которая доступна для реализации на ЭВМ. После составления математической модели объекта управления, датчиков, элементов сравнения, усилителей и исполнительных устройств выполняется проектирование регулятора на основе разработанных моделей в виде структурных схем (как в операторном методе). Для этого структурная схема набирается в пакете Simulink, для чего используется обширная его библиотека. Задавая то или иное управляющее (возмущающее) воздействие, строят переходные характеристики САУ, сравниваются показатели качества управления с параметрами технического задания на систему управления, по результатам которых вносятся необходимые коррективы в модель регулятора. Такой цикл повторяется до достижения приемлемых показателей качества управления. Математическая модель САУ может быть представлена как модель системы Simulink, модель, построенная в системе MATLAB или написана на языке Си++.

Если разрабатывается цифровая САУ, то выполнение этапа проектирования дискретного регулятора позволяет получить программное обеспечение, способное функционировать на персональных компьютерах. Программа загружается в компьютер и проверяется конкретный регулятор, который управляет дискретной моделью физического объекта управления.

1.4 Анализ статических и динамических характеристик гидромеханической САУ ГТД

В современных авиационных ГТД применяются в основном супервизорные САУ, в которых основные каналы управления являются

электронные цифровые, причём дублированные «горячим» резервированием, то есть когда второй канал может принять на себя функцию управления двигателем сразу после отказа первого канала, и гидромеханический канал с упрощенной программой регулирования параметров.

Агрегаты гидромеханического канала регулирования являются, как правило, исполнительными элементами электронных каналов управления двигателем. Поэтому придаётся важное значение изучению гидромеханических агрегатов и систем регулирования, от точности и динамического качества которых зависит эффективность и надёжность двигателя в целом.

Разработка САУ начинается с технического задания (ТЗ) сформулированного для конкретного типа авиационного ГТД. В ТЗ на САУ ГТД прописываются точностные показатели по регулируемым параметрам и характер изменения основных параметров во время приёмистости двигателя и переходного процесса при незначительном отклонении управляющего и возмущающего воздействий.

В качестве примера рассмотрим некоторые требования к САУ современного авиационного двигателя, исходя из которых, можно сформулировать аналогичные требования с учётом назначения двигателя.

Рассмотрим задачи, выполняемые регулятором ГТД:

- управление запуском двигателя;
- ограничение максимальной частоты вращения ротора высокого давления;
- ограничение температуры газов перед ступенями турбины НД;
- защиту двигателя от перегрева в процессе запуска;
- ограничение частоты вращения ротора высокого давления при выключенном охлаждении турбины;

- ограничение скорости изменения частоты вращения ротора НД при приемистости и дросселировании с форсажных режимов;
- автоматическое управление розжигом (включением) форсажной камеры;
- защиту двигателя при возникновении нештатных режимов работы (помпаж, погасание камеры сгорания и форсажной камеры);
- управление воздухозаборником;
- автоматическое измерение и обработка в режиме реального времени параметров двигателя, его топливной и масляной систем и выдача результатов в систему контроля верхнего уровня в физических величинах, а также выдачу подсказок экипажу для действий при неисправностях и ряд других требований, например по диагностике технического состояния.

Одним из основных пунктов при разработке САУ авиационного двигателя является выбор закона и программ регулирования двигателя, обеспечивающих выполнение технического задания. Закон регулирования двигателя определяет зависимость выходного параметра исполнительного элемента регулятора (расхода топлива) от отклонения регулируемого параметра во времени, а программа управления показывает, как должны изменяться регулируемые или ограничиваемые параметры САУ в зависимости от параметров внешних условий (P_e^* , T_e^*). Закон регулирования должен исполняться таким образом, что все показатели качества управления двигателем соответствуют техническому заданию.

Например, регулятор должен обеспечивать поддержание параметров со следующей точностью:

- поддержание частоты вращения ротора ВД на максимальном режиме $\pm 0,2 \%$;
- поддержание частоты вращения ротора ВД на промежуточных режимах:

$$\pm 0,8 \% \text{ в диапазоне } \alpha_{\text{руд}} = 10^0 \dots 20;$$

$\pm 0,4 \%$ в диапазоне $\alpha_{\text{руд}} = 20^0 \dots 68^0$;

$\pm 0,4 \%$ в диапазоне $\alpha_{\text{руд}} = 0^0 \dots 10^0$.

- колебания частоты вращения ротора ВД на установившемся режиме по программе $n_{\text{ВД}} = \text{const}$ не должны превышать по амплитуде $\pm 0,2 \%$;
- поддержание температуры газов (во всем диапазоне температур окружающей среды) без учета погрешности термопар $\pm 5^0 \text{C}$;

При линейном (в течение 0,5 с) возмущении по расходу топлива, соответствующем 10 % изменению температуры газов, качество переходного процесса должно быть таким, чтобы заброс температуры газов по сигналу термопар не превышал 3 % и снимался регулятором за время не более 2 с. Величина заброса температуры уточняются по результатам моделирования.

Частоты вращения роторов и температура газа на турбине измеряются датчиками, погрешности которых приведены в приведенной ниже таблице.

Таблица 1.1 - Датчики погрешности

Датчик	Наименование параметра	Диапазон измерения	Суммарная погрешность канала измерения
ДЧВ-2500А	Частота вращения ротора НД	$0,5 \dots 106,66 \text{ с}^{-1}$ (30...6400 об/мин)	$\pm 0,05 \%$ ($\pm 0,1 \%$)
ДЧВ-2500А	Частота вращения ротора ВД	$0,5 \dots 213,33 \text{ с}^{-1}$ (30...12800 об/мин)	$\pm 0,05 \%$ ($\pm 0,1 \%$)
Т-112 (15 термопар)	Полная температура газов в турбине	213...1053 К (-60...950 $^0 \text{C}$)	$\pm 5^0 \text{K}$ ($\pm 5^0 \text{C}$)

Учёт этих погрешностей необходим при оценке суммарной погрешности поддержания того или иного параметра двигателя.

В результате моделирования статических и динамических характеристик САУ рассчитываются параметры качества регулирования или управления, которые сравниваются с параметрами технического задания, например с теми, которые указаны выше. При отклонении рассчитанных параметров качества регулирования принимается решение о коррекции параметров регулятора или изменении его структуры.

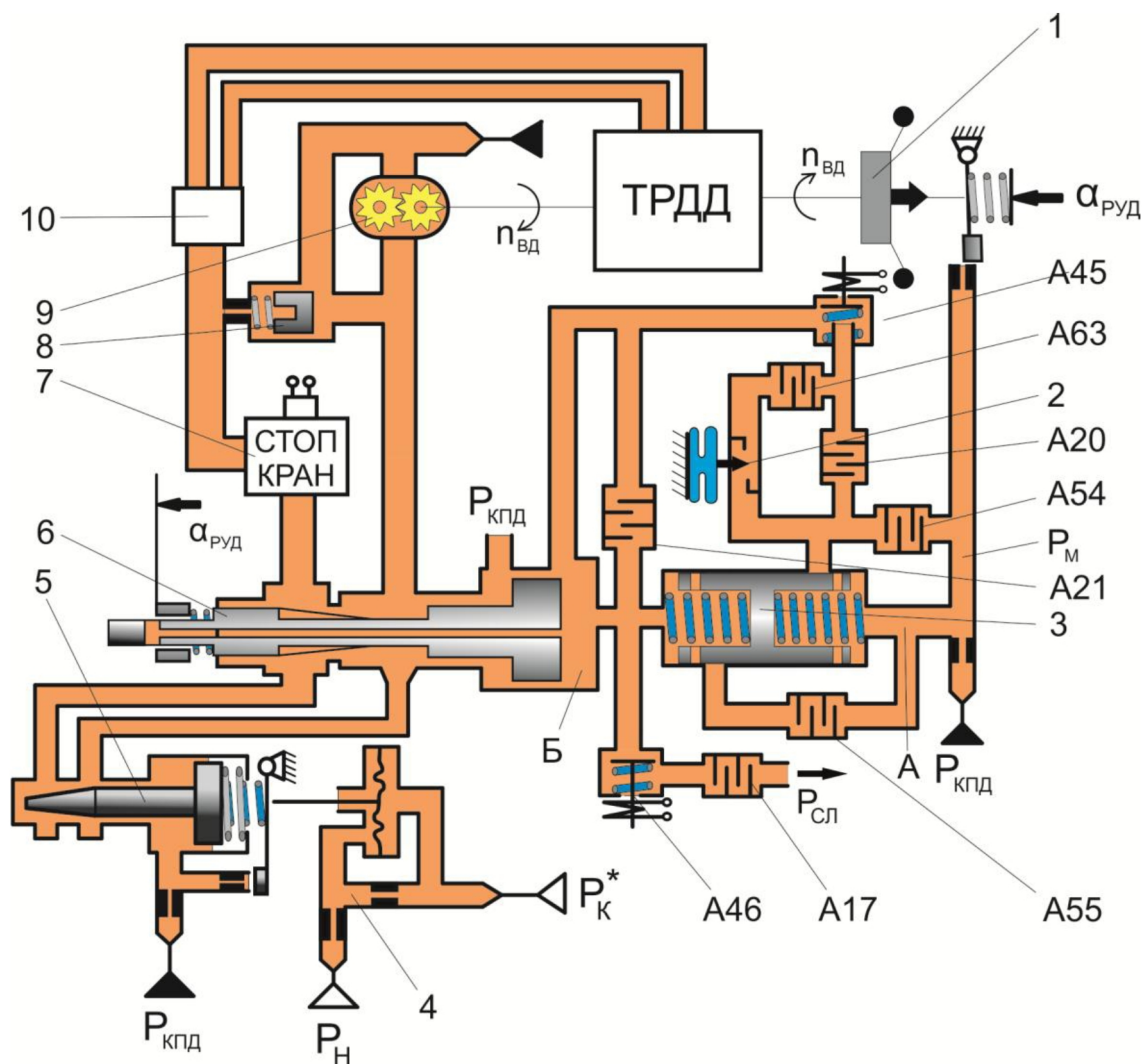
2 ТЕХНОЛОГИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ГТД

2.1 Математическое моделирование агрегата дозирования топлива САУ ГТД

Гидромеханическая САУ двигателя (рисунок 1.1) включает в себя агрегат дозирования топлива (АДТ) и ограничитель степени сжатия воздуха в вентиляторе (ОСС). В АДТ входят следующие основные узлы: датчик частоты вращения ротора ВД 1, дозирующая игла 6 с сервоприводом, статическая часть 3, исполнительные электромагнитные клапаны А45 и А46 ЭСУД, группа дроссельных пакетов управления скоростью дозирующей иглы, высотный корректор 2, воздушный редуктор 4 с мембраной и дозирующая игла автомата запуска.

Рассмотрим действие АДТ при различных режимах двигателя. Основным регулирующим элементом является дозирующая игла 2, на вход которой подводится топливо с выхода шестеренного топливного насоса 9. На режиме запуска в дозировании топлива участвует также дозирующая игла 5 автомата запуска. На всех режимах перепад давления на дозирующих иглах 5 и 6 клапаном 8 поддерживается постоянным и равным 0,7 МПа. Таким образом, расход топлива определяется только площадью проходных сечений дозирующих игл.

На запуске постоянная составляющая расхода определяется основной дозирующей иглой, а переменная - иглой автомата запуска. В процессе запуска двигателя по мере увеличения частоты вращения роторов двигателя увеличивается давление на выходе из компрессора. Мембрана чувствительного элемента автомата запуска прогибается влево, прикрывая сопло-заслонку сервоусилителя дозирующей иглы 5. Дозирующая игла перемещается вправо на увеличение расхода топлива. При этом заслонка возвращается в новое равновесное положение пружиной обратной связи. При достижении режима малого газа вступает в работу регулятор частоты вращения



1 — датчик частоты вращения; 2 — высотный корректор; 3 — статическая часть; 4 - воздушный редуктор автомата запуска; 5 — дозирующая игла автомата запуска; 6 — основная дозирующая игла; 7 - стоп-кран; 8 — клапан постоянного перепада давления на дозирующей игле; 9 — шестеренный насос; 10 — распределитель топлива; 11 — дроссельный пакет уменьшения режима (ЭСУД); A20 — дроссельный пакет приемистости; A45 — клапан электромагнитный ЭСУД увеличения режима (Кл. Б); A46 — клапан электромагнитный ЭСУД уменьшения режима (Кл. М); A54—дроссельный пакет устойчивости регулятора; A55—дроссельный пакет сброса режима; A63—дроссельный пакет приемистости; A21—дроссельный пакет приемистости

Рисунок 1.1 - Принципиальная схема гидромеханической САУ двигателя

Изменение режима двигателя осуществляется следующим образом. При увеличении происходит затяжка пружины датчика частоты вращения 1 и его

маятник прикрывает сопло слива. Это приводит к повышению давления p_m за входным жиклером, на вход в который поддается постоянное давление $p_{КПД}$ поддерживаемое клапаном постоянного давления (на схеме не показан). Топливо под давлением p_m через статическую часть 3 (подпружиненный с двух сторон поршень) и группу дроссельных пакетов подается в полость Б дозирующей иглы, что приводит к перемещению иглы влево на увеличение расхода топлива. При этом частота вращения $n_{ВД}$ возрастает и маятник под действием избыточной силы центробежных грузиков возвращается в исходное положение.

Совместное действие статической части 3 и группы дроссельных пакетов приводит к изодромному регулированию, придающему системе устойчивость, высокое быстродействие и минимальную статическую погрешность. Дроссельные пакеты служат для изменения скорости перемещения дозирующей иглы и подключаются в следующей последовательности. Дроссельный пакет устойчивости А54 постоянно подключен и обеспечивает перемещение дозирующей иглы при небольших отклонениях режима. Дроссельные пакеты А20, А21 и А63 подключаются при приемистости двигателя. При увеличении давления p_1 поршень статической части 3 перемещается влево и подключает параллельно дросселю А54 дроссельные пакеты А20 и А63 (на высоте А63 отключен высотным корректором). Таким образом в начале приемистости топливо под давлением p_1 поступает в полость Б через параллельные дроссели А54, А20, А63 и последовательно включенный дроссельный пакет А21, сопротивлением которого в основном определяется скорость дозирующей иглы 6. При повышении режима, с увеличением расхода топлива дроссель А21 шунтируется кромкой сервопоршня дозирующей иглы 6, что приводит к увеличению скорости перемещения иглы и соответственно расхода топлива. Дроссельный пакет А55 подключаются при дросселировании двигателя и служит для увеличения скорости снижения расхода топлива.

Перемещение дозирующей иглы 6 на увеличение расхода топлива выше предусмотренного программой регулирования ограничено за счет слива из полости Б через осевой канал и радиальное отверстие в игле, перекрываемое подвижной втулкой. Подвижная втулка связана с рычагом управления, двигателя.

Сброс режима двигателя производится РУД путем разжатия пружины чувствительного элемента и перемещения подвижной втулки дозирующей иглы вправо. При этом топливо из полости вытекает на слив, как по осевому каналу иглы, так и через дроссельные пакеты А55 и А54. Дозирующая игла перемещается вправо до механического упора малого газа. Исполнительными механизмами ЭСУД являются быстродействующие электромагнитные клапаны, работающие в импульсном режиме. Клапан А45 (нормально открытый) служит для увеличения режима, а клапан А46 (нормально закрытый) для снижения режима двигателя. При закрытии клапана А45 гидромеханический регулятор частично отключается по линии дроссельных пакетов. Полное отключение гидромеханического регулятора происходит после постановки поршня статической части 3 на упор вод максимальным давлением p_m . Выключение двигателя осуществляется стоп-краном, размещенным за дозирующей иглой до места отбора давления .к пружинной полости клапана перепада давления. Такая установка стоп-крана и клапана перепада давления способствует установлению минимального давления перед дозирующей иглой при закрытии стоп-крана.

Вначале дается вывод уравнений агрегата дозирования топлива АДТ, как основного узла системы управления двигателя.

1.2.1 Уравнение центробежного чувствительного элемента

При выводе уравнения чувствительного элемента (рисунок 1.2) предполагается, что инерционные силы центробежных грузчиков малы, трения в подвижных элементах отсутствует, отклонение центра тяжести грузиков от оси вращения при изменении частоты вращения пренебрежимо мало, гидродинамические силы малы по сравнению с силой от перепада давления на заслонке. С учетом принятых допущений уравнение баланса сил, действующих на шток чувствительного элемента, запишется в виде

$$N_{цб} - N_{прц} = 0, \quad (1.5)$$

где

$$N_{цб} = 2k_1 m_{грц} r \omega^2 \quad (1.6)$$

– осевая составляющая центробежных сил грузчиков;

$$N_{прц} = \gamma_{прц} (\Delta z_{ш} + \beta \alpha_{руд}) \quad (1.7)$$

- сила противодействия пружины; $m_{грц}$ - приведенная к центру тяжести масса грузчиков; r - расстояние центра тяжести грузчиков от оси вращения; $\omega = \pi n_{ВД} / 30$ - угловая частота вращения; $n_{ВД}$ - частота вращения ротора ВД двигателя; k_1 - коэффициент приведения центробежной силы грузиков к ее осевой составляющей; $\gamma_{прц}$ - жесткость пружины; $\Delta z_{ш}$ - координата штока чувствительного элемента; β - коэффициент, связывающий угол поворота $\alpha_{руд}$ рычага управления двигателем с деформацией пружины чувствительного элемента.

Преобразуя уравнение (1.5) с учетом выражений (1.6) и (1.7), получим

$$\Delta z_{ш} = k_2 n_{ВД}^2 - \beta \alpha_{руд}, \quad (1.8)$$

где $k_2 = \pi^2 k_1 m_{\text{ш}} r / 450$.

Коэффициент β находится в результате измерения перемещения штока $\Delta z_{\text{ш}}$ центробежного чувствительного элемента от угла поворота $\alpha_{\text{руд}}$ рычага управления двигателя. Коэффициент k_2 можно определить из того условия, что при равновесном состоянии или установившемся режиме работы системы справедливо равенство $k_2 n_{\text{ВД}}^2 = \beta \alpha_{\text{руд}}$, откуда следует:

$$k_2 = \beta \alpha_{\text{руд}} / n_{\text{ВД}}^2. \quad (1.9)$$

Для расчета k_2 воспользуемся характеристикой, представленной на рисунке 1.3. Обработка графической зависимости показала, что в пределах погрешности не более 5 % справедливо равенство $\alpha_{\text{руд}} / n_{\text{ВД}}^2 = 1,9 \cdot 10^{-6} \text{ град} / (\text{об} / \text{мин})^2$.

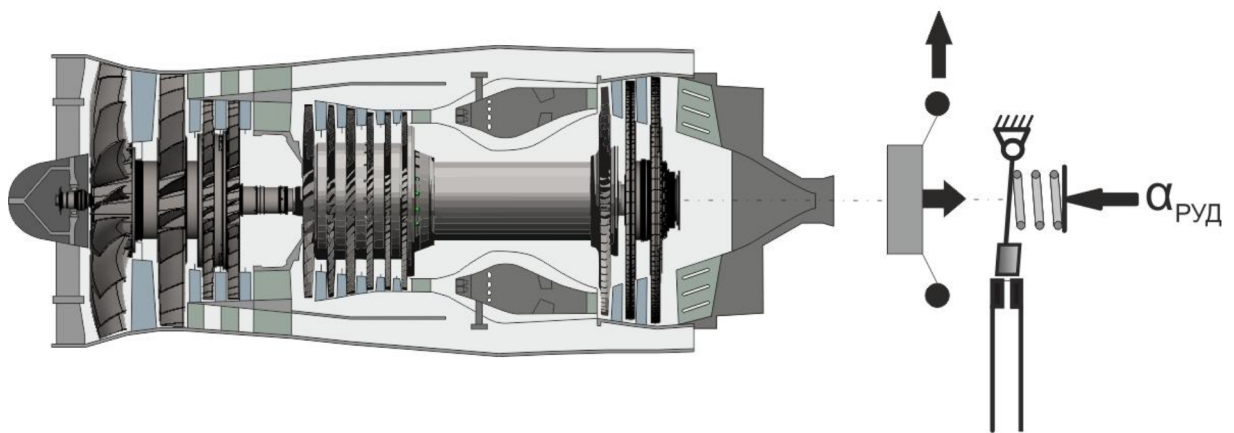


Рисунок 1.2 - Принципиальная схема центробежного чувствительного элемента агрегата дозирования топлива АДТ

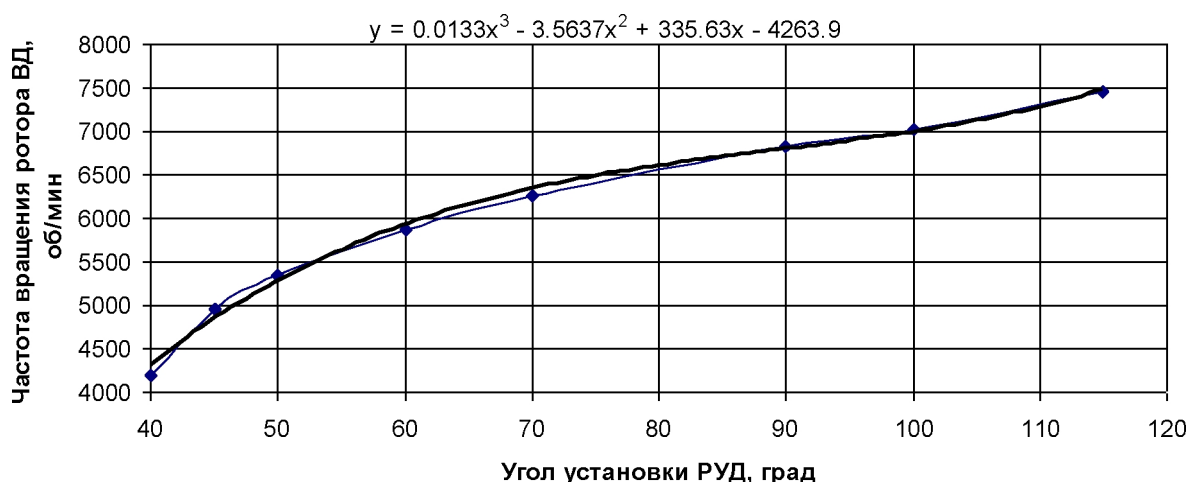


Рисунок 1.3 - Зависимость частоты вращения ротора ВД от угла установки РУД на установившихся режимах работы двигателя

Таким образом, чтобы определить коэффициент k_2 необходимо вначале найти коэффициент β , который можно определить экспериментально измерив хода основания пружины центробежного чувствительного элемента и угол установки РУД.

1.2.2 Уравнение маятника центробежного чувствительного элемента

При выводе уравнения маятника предполагается, что инерционные силы и силы трения пренебрежимо малы.

Выходной координатой маятника является перемещение заслонки Δz_{cs} относительно сопла, а входной координатой - перемещение штока Δz_u . Тогда отклонение заслонки маятника определяется равенством

$$\Delta z_{cs} = k_3(k_2 n_{ВД}^2 - \beta \alpha_{РУД}) \Delta z_u \quad (1.10)$$

где $k_3 = b_2 / b_1$ - коэффициент, зависящий от соотношения плеч b_1 и b_2 маятника; $b_1 = 25 \text{ мм}$ - длина маятника от точки крепления до штока; $b_2 = 50 \text{ мм}$ - общая длина маятника от точки крепления до сопла-заслонки. Таким образом $k_3 = 2$.

1.2.3 Уравнение расходной характеристики сопла-заслонки центробежного чувствительного элемента

При выводе уравнения сопла-заслонки предполагается, что процесс истечения жидкости из сопла турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости через сопло-заслонку

$$Q_{cz} = F_{cz}(\Delta z_{cz}) \sqrt{2(p_m - p_{cl}) / \rho}, \quad (1.11)$$

где $F_{cz}(\Delta z_{cz})$ - эквивалентная площадь сопла-заслонки, зависящая от отклонения заслонки; p_m - давление в маятниковой полости или в канале на входе в окно заслонки; $p_{cl} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$ - давление в сливной полости АДТ; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$ - плотность жидкости (топлива). Зависимость $F_{cz}(\Delta z_{cz})$ представлена на рисунке 1.4 сверху которой представлена аппроксимация этой зависимости полиномом.



Рисунок 1.4 - Зависимость площади сопла-заслонки от отклонения заслонки маятника

При расчетах следует принимать: $p_{cl} = 1,5 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$;

$$F_{сз}(\Delta z_{сз}) = [-126.08(\Delta z_{сз})^4 - 36.295(\Delta z_{сз})^3 + 21.33(\Delta z_{сз})^2 + 8.2817\Delta z_{сз} + 0.9176]10^{-6} \quad [M^2].$$

При расчете площади сопла-заслонки по последней приведенной формуле, перед тем как обратиться к ней, нужно перевести $\Delta z_{сз}$ из размерности m в размерность mm .

Уравнения движения центробежного чувствительного элемента расчёта отклонения сопла-заслонки маятника и расхода через сопло-заслонку представлены на рисунке 1.5

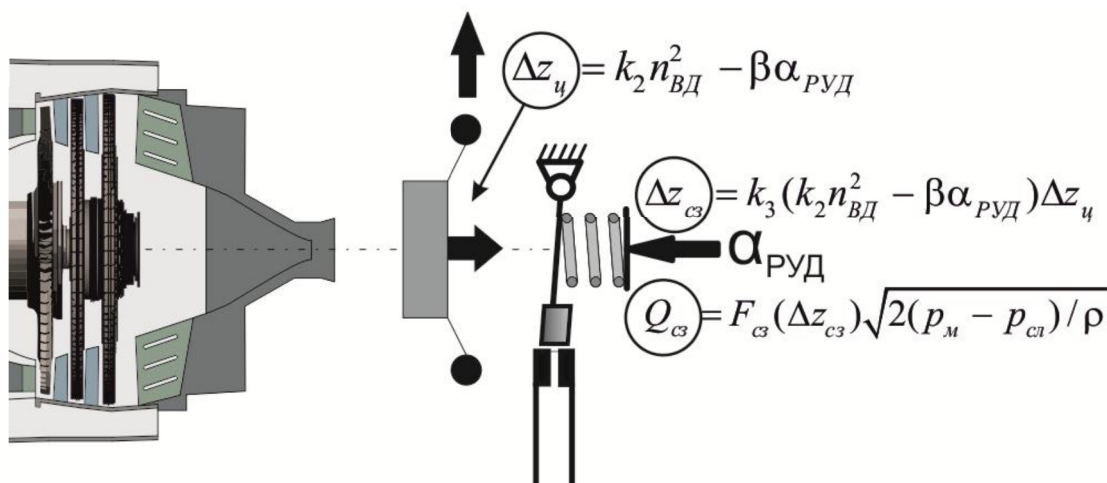


Рисунок 1.5 - Уравнения движения центробежного чувствительного элемента и параметров сопла-заслонки

1.2.4 Уравнение расходной характеристики входного дросселя А39 маятниковой полости

При выводе уравнения входного дросселя А39 предполагается, что процесс истечения жидкости через пакет турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости через входной дроссельный пакет

$$Q_{39} = F_{39} \sqrt{2(p_{КЩД} - p_m) / \rho}, \quad (1.12)$$

где Q_{39} - объемный расход жидкости через входной дроссель; $F_{\text{двх}}$ - эквивалентная площадь входного дросселя; $p_{\text{КПД}}$ - давление жидкости на выходе из клапана постоянного давления.

При расчетах следует принимать: $F_{39} = 5.2 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$; $p_{\text{КПД}} = 16.5 \cdot 10^5 \text{ Па}$.

1.2.5 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета A54 устойчивости регулятора

При выводе уравнения расхода жидкости через дроссельный пакет A54 (рисунок 1.6) устойчивости регулятора предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{54} = F_{54} \sqrt{2(p_m - p_n) / \rho}, \quad (1.13)$$

где Q_{54} - объемный расход жидкости через дроссельный пакет; F_{54} - эквивалентная площадь дроссельного пакета; p_n - давление жидкости в канале за дроссельным пакетом приемистости A54.

При расчетах следует принимать: $F_{54} = 10^{-9} \text{ м}^2$.

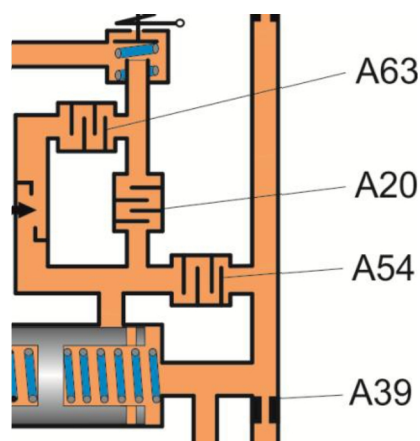


Рисунок 1.6 - Принципиальная схема дроссельных пакетов агрегата дозирования топлива АДТ

1.2.6 Уравнение баланса расхода жидкости в маятниковой полости или в канале с давлением p_m

$$Q_{39} - Q_{сз} - Q_{54} = 0 \quad (1.14)$$

1.2.7 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета A20 приемистости двигателя

При выводе уравнения расхода жидкости через дроссельный пакет приемистости A20 предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{20} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{из} \leq b_{из1} \text{ и закрытом электроклапане A45} \\ F_{20} \sqrt{2(p_m - p_n)/\rho}, & \end{cases} \quad (1.15)$$

где Q_{20} - объемный расход жидкости через дроссельный пакет приемистости двигателя; F_{20} - эквивалентная площадь дроссельного пакета; $x_{из}$ - перемещение золотника изодрома регулятора; $b_{из1}$ - ширина перемычки от нейтрального (центрального) положения золотника изодрома до открытия окна на подачу жидкости в канал с давлением p_n . За положительное направление движения золотника изодрома $x_{из}$ принято направление, при котором осуществляется приемистость двигателя.

При расчетах следует принимать: $F_{20} = 2.0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$; $b_{из1} = 4.0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

1.2.8 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета A63 приемистости двигателя с высотным корректором

При выводе уравнения расхода жидкости через дроссельный пакет приемистости двигателя с высотным корректором предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{63} = \begin{cases} 0 & \text{при одном из условий: } H_n \geq 3 \text{ км, } x_{из} \leq b_{из1} \\ \text{или закрытом электроклапане A45} \\ F_{63} \sqrt{2(p_m - p_n)/\rho}, \end{cases} \quad (1.16)$$

где Q_{63} - объемный расход жидкости через дроссельный пакет приемистости двигателя; H_n - высота полета самолета, при которой отключается дроссельный пакет A63; F_{63} - эквивалентная площадь дроссельного пакета.

При расчетах следует принимать: $F_{63} = 4.34 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$.

1.2.9 Уравнение баланса расхода жидкости в канале с давлением P_n

$$Q_{A45} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A45;} \\ Q_{63} + Q_{20} + Q_{54}. \end{cases} \quad (1.17)$$

где Q_{A45} - расход жидкости через «нормально» открытый клапан A45.

1.2.10 Уравнение расходной характеристики последовательного дроссельного пакета A21 приемистости двигателя

При выводе уравнения расхода жидкости через последовательный дроссельный пакет приемистости двигателя предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{21} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A45,} \\ F_{21} \sqrt{2(p_n - p_B)/\rho}, \end{cases} \quad (1.18)$$

где Q_{21} - объемный расход жидкости через последовательный дроссельный пакет приемистости двигателя; F_{21} - эквивалентная площадь дроссельного пакета.

При расчетах следует принимать: $F_{21} = 3.67 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$.

1.2.11 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета кромки дозирующей иглы

При выводе уравнения расхода жидкости дросселя кромки дозирующей иглы предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{\kappa \partial u} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{\partial u} - x_{\text{нок}} \leq 0; \\ F_{44} \sqrt{2(p_n - p_B) / \rho} & , \end{cases} \quad (1.19)$$

где $Q_{\kappa \partial u}$ - объемный расход жидкости через дроссельный пакет A44, последовательно соединённый с окном, образованным кромкой дозирующей иглы и корпусом регулятора; F_{44} - эквивалентная площадь дроссельного пакета; $x_{\partial u}$ - ход дозирующей иглы, $x_{\partial u} = 0$ соответствует упору на режиме МГ; $x_{\text{нок}}$ - расстояние от начального положения дозирующей иглы до точки открытия окна кромкой.

При расчетах следует принимать: $F_{44} = 4,0 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$; $x_{\text{нок}} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

1.2.12 Уравнение баланса расхода жидкости в канале на входе в дроссельный пакет A21

$$Q_{21} - Q_{A45} + Q_{\kappa \partial u} = 0 \quad (1.20)$$

1.2.13 Уравнение для расхода жидкости, обусловленного движением дозирующей иглы

Расход жидкости, обусловленный движением дозирующей иглы, определяется производной от его перемещения

$$Q_{\kappa \partial u} = F_{\kappa \partial u} \frac{dx_{\partial u}}{dt}, \quad (1.21)$$

где Q_{ndu} - объемный расход жидкости, обусловленный движением дозирующей иглы; F_{ndu} - площадь торцевой поверхности поршня дозирующей иглы со стороны действия давления p_B ; x_{du} - перемещение дозирующей иглы; t - время. За положительное направление дозирующей иглы принято направление на увеличение расхода топлива.

При расчетах следует принимать: $F_{ndu} = 13.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

1.2.14 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета A55 сброса режима работы двигателя

При выводе уравнения для расхода жидкости через дроссельный пакет сброса режима работы двигателя предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{A55} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{из} \geq -b_{из2}; \\ F_{A55} \sqrt{2(p_B - p_M) / \rho} & \text{,} \end{cases} \quad (1.22)$$

где Q_{A55} - объемный расход жидкости через дроссельный пакет сброса режима работы двигателя; F_{A55} - эквивалентная площадь дроссельного пакета; $b_{из2}$ - ширина перемычки от нейтрального (центрального) положения золотника изодрома до открытия окна на подачу жидкости из полости с давлением p_B в маятниковую полость.

При расчетах следует принимать: $F_{A55} = 8,31 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2$; $b_{из2} = 4.0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

1.2.15 Уравнение расходной характеристики дроссельного пакета снижения режима работы двигателя A17

При выводе уравнения расхода жидкости через дроссельный пакет снижения режима работы двигателя по команде ЭСУД предполагается, что

процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{A17} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A46;} \\ F_{A17} \sqrt{2(p_B - p_{cl})/\rho}, & \end{cases} \quad (1.23)$$

где Q_{A17} - объемный расход жидкости через дроссельный пакет снижения режима работы двигателя (ЭСУД) при открытом положении «нормально» закрытого электроклапана A46; F_{A17} - эквивалентная площадь дроссельного пакета.

При расчетах следует принимать: $F_{A17} = 2,0 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$.

1.2.16 Уравнение расхода жидкости, обусловленного движением золотника изодрома регулятора

Расход жидкости, обусловленный движением золотника изодрома регулятора, определяется производной от его перемещения

$$Q_{из} = F_{из} \frac{dx_{из}}{dt}, \quad (1.24)$$

где $Q_{из}$ - объемный расход жидкости, обусловленный движением золотника изодрома; $F_{из}$ - площадь торцевой поверхности золотника; $x_{из}$ - перемещение золотника; t - время.

При расчетах следует принимать: $F_{из} = 3.63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

1.2.17 Уравнение расходной характеристики радиального отверстия осевого канала дозирующей иглы

При выводе уравнения расходной характеристики радиального отверстия осевого канала дозирующей иглы предполагается, что процесс истечения

жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_{pad} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{du} \leq b_{pad}(\alpha_{РУД}); \\ F_{pad} \sqrt{2(p_B - p_{cl})/\rho}, & \end{cases} \quad (1.25)$$

где Q_{pad} - объемный расход жидкости через радиальное отверстие; $b_{pad}(\alpha_{РУД})$ - расстояние от начального положения дозирующей иглы, соответствующего режиму МГ до точки в которой происходит открытие радиального отверстия подвижной втулки, связанной через кулачковую передачу с РУД (рисунок 1.7); F_{pad} - эквивалентная площадь радиальных отверстий.

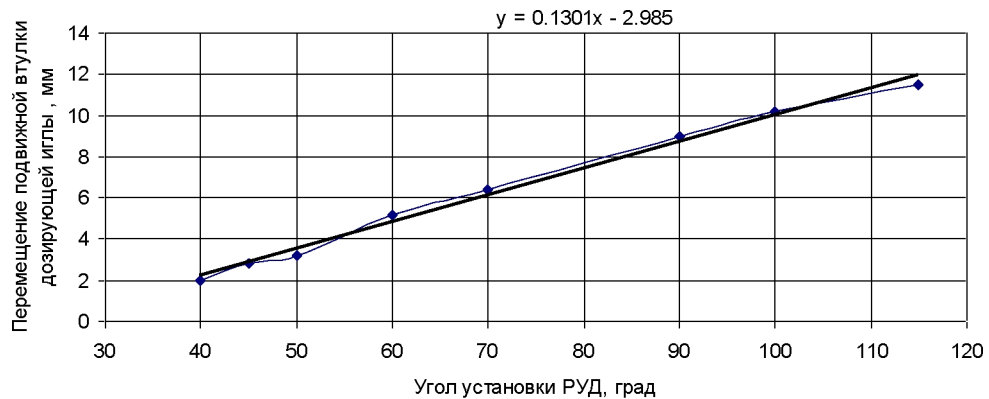


Рисунок 1.7 - Зависимость перемещения подвижной втулки дозирующей иглы на ограничение расхода топлива от угла установки РУД

При расчетах следует принимать: $F_{pad} = 6.2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2$;
 $b_{pad}(\alpha_{РУД}) = 0.1301\alpha_{РУД} - 2.985 \text{ мм}$. В последней формуле размерность $\alpha_{РУД}$ в град.

1.2.18 Уравнение баланса расхода жидкости в полости Б дозирующей иглы

$$Q_{A45} + Q_{из} - Q_{du} - Q_{A55} - Q_{A17} - Q_{pad} = 0 \quad (1.26)$$

Уравнения расходов топлива через все дроссельные пакеты в изодромной части регулятора представлены на рисунке 1.8.

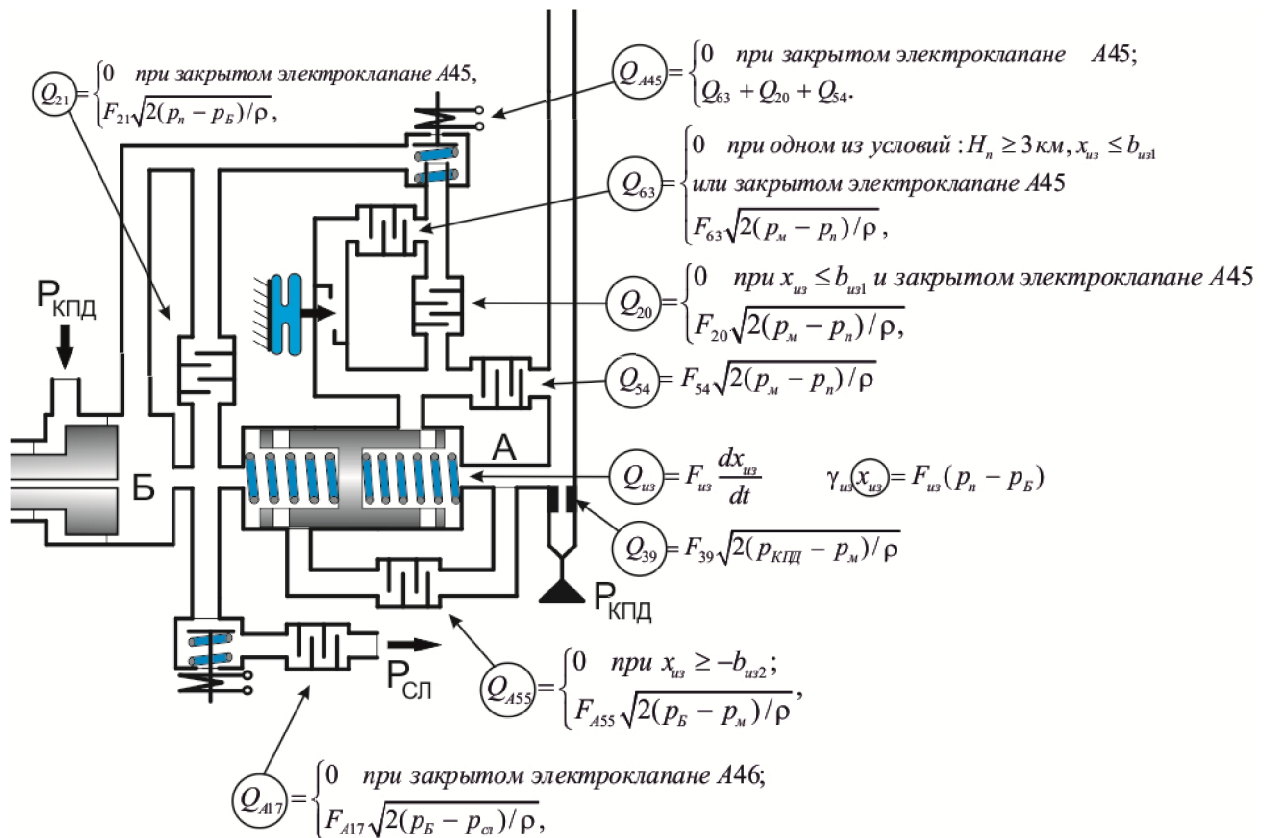


Рисунок 1.8 - Уравнения расходов через дроссельные пакеты

1.2.19 Уравнение расходной характеристики дозатора расхода топлива

При выводе уравнения расхода жидкости через основную дозирующую иглу предполагается, что процесс истечения жидкости турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расчета расхода жидкости

$$Q_m = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом стоп - кране;} \\ F_{dm}(x_{du}) \sqrt{2(p_n - p_\phi) / \rho}, & \end{cases} \quad (1.27)$$

где Q_m - объемный расход топлива через окно дозатора; $F_{dm}(x_{du})$ - площадь окна дозатора, зависящей от хода дозирующей иглы (рисунок 1.9); p_n - давление на выходе из топливного насоса; p_ϕ - давление топлива перед форсунками.

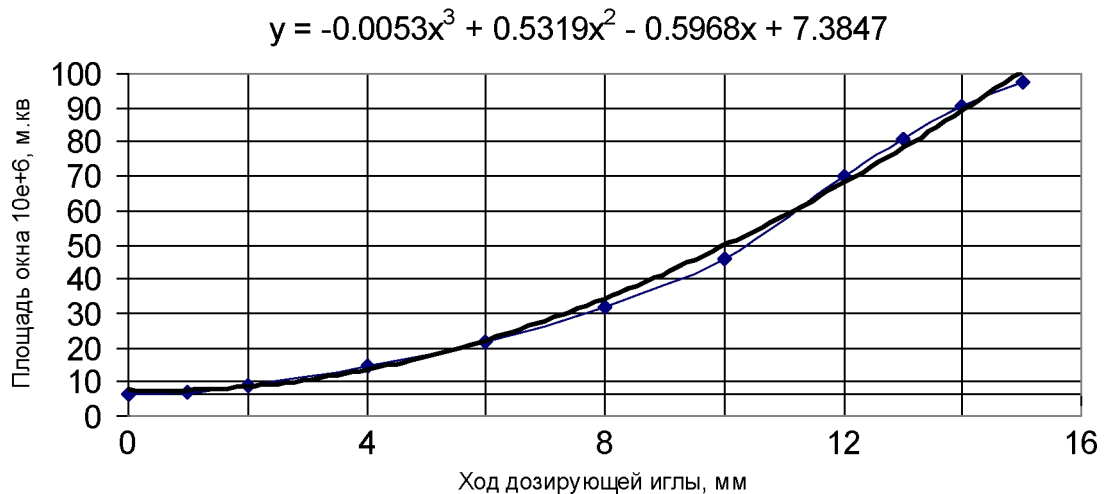


Рисунок 1.9 - Зависимость площади окна дозатора
от перемещения дозирующей иглы

Площадь дозирующей иглы связана с ее ходом по зависимости

$$F_{\partial m}(x_{\partial u}) = (-0.0053x_{\partial u}^3 + 0.5319x_{\partial u}^2 - 0.5968x_{\partial u} + 7.3847)10^{-6} \text{ м}^2.$$

Внимание! Прежде чем обратиться в расчётах к последней формуле необходимо размерность хода дозирующей иглы в м, перевести в размерность мм.

Давление перед топливными форсунками p_{ϕ} зависит от режима работы двигателя, который определяет давление в камере сгорания или на выходе из компрессора ВД. В свою очередь давление топлива на выходе из насоса p_n также зависит от режима работы двигателя, то есть от частоты вращения ротора ВД, который приводит во вращение топливный насос.

$\Delta p_{\partial m} = p_n - p_{\phi}$ Для поддержания постоянного перепада давления на дозаторе предусмотрен клапан постоянного перепада давления.

1.2.20 Уравнение расходной характеристики клапана постоянного перепада давления на дозаторе

При выводе уравнения предполагается, что процесс истечения жидкости через окно клапана на слив или на вход топливного насоса турбулентный, квазистационарный. С учетом принятых допущений составляется уравнение для расхода топлива через окно дозатора

$$Q_{\text{кп}} = F_{\text{кп}}(x_{\text{кп}}) \sqrt{2(p_n - p_{\text{ф}}) / \rho}, \quad (1.28)$$

где $F_{\text{кп}}(x_{\text{кп}})$ - эквивалентная площадь перепускного окна клапана (рисунок 1.10); $x_{\text{кп}}$ - перемещение клапана.



Рисунок 1.10 - Зависимость площади одного окна круглого сечения диаметром 5 мм (а их в конструкции 4 шт.) клапана постоянного перепада давления от перемещения золотника

При расчётах принимать: $\mu_{\text{кп}} = 0,65$;

$$F_{\text{кп}}(x_{\text{кп}}) = 4(-0.1794x_{\text{кп}}^3 + 1.3422x_{\text{кп}}^2 + 1.7378x_{\text{кп}} - 0.1058)10^{-6} \text{ м}^2$$

При расчете площади окна клапана по последней приведенной формуле, перед тем как обратиться к ней, нужно перевести $x_{\text{кп}}$ из размерности м в размерность мм.

1.2.21 Уравнение баланса расхода жидкости в полости на выходе из топливного насоса

При записи уравнения для топливного насоса предполагается, что перетечка топлива внутри насоса отсутствуют. Тогда уравнение баланса расхода жидкости в полости на выходе из топливного насоса запишется в форме:

$$Q_n - Q_{kn} - Q_m = 0, \quad (1.29)$$

где $Q_n = k_n n_{ВД}$; k_n - коэффициент, связывающий частоту вращения ротора ВД двигателя с расходом топлива на выходе насоса.

При расчетах следует принимать: $k_n = 5,06 \cdot 10^{-3} \frac{м^3 / с}{об / мин}$.

1.2.22. Уравнение движения клапана постоянного перепада давления на дозирующей игле

При выводе уравнения движения подвижного элемента клапана постоянного перепада давления предполагается, что гидродинамическая сила пренебрежимо мала и не учитывается. С учетом принятого допущения движение подвижного элемента клапана описывается уравнением баланса сил инерции, сопротивления трения, пружины и перепада давления:

$$M_{kn} \frac{d^2 x_{kn}}{dt^2} + R_{mp} \frac{dx_{kn}}{dt} + \gamma_{kn} x_{kn} = F_{kn} (p_n - p_{cl}) - N_{np}, \quad (1.30)$$

где M_{kn} - приведенная масса подвижной части клапана; x_{kn} - координата клапана вдоль его оси; R_{mp} - коэффициент, учитывающий трение в подвижном элементе и гидравлическое сопротивление дросселя в тупиковой полости клапана; γ_{npk} - жесткость пружины клапана; F_{kn} - площадь торца подвижного элемента клапана, на которую действуют давления p_n и p_{cl} ; N_{np} - предварительный натяг пружины клапана (при $x_{kn} = 0$).

При расчетах принимать: $M_{kn} = 0,3 \text{ кг}$; $F_{kn} = 4,9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $N_{np} = 350 \text{ Н}$;
 $\gamma_{kn} = 46,7 \cdot 10^3 \text{ Н / м}$; $R_{mp} = 15,0 \cdot 10^3 \text{ Нс / м}$.

1.2.23 Уравнение движения дозирующей иглы

При выводе уравнения движения дозирующей иглы предполагается, что гидродинамическая, инерционная силы и сила трения пренебрежимо малы и не учитывается. С учетом принятого допущения движение золотника описывается уравнением баланса сил:

$$p_B F_B - p_{КПД} F_K - \gamma_{ди} x_{ди} - N_{прди} = 0, \quad (1.31)$$

где F_B - площадь торца поршня дозирующей иглы со стороны полости с давлением p_B ; F_K - площадь торца поршня дозирующей иглы со стороны полости с давлением $p_{КПД}$; $\gamma_{ди}$ - жесткость пружины дозирующей иглы; $x_{ди}$ - перемещение дозирующей иглы; $N_{прди}$ - усилие предварительного поджатия пружины дозирующей иглы.

При расчетах принимать: $F_B = 13.2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $F_K = 6.9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$; $N_{пр} = 350 \text{ Н}$; $\gamma_{ди} = 6.52 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

1.2.23 Уравнение движения золотника изодрома регулятора

При выводе уравнения движения золотника изодрома регулятора предполагается, что гидродинамическая, инерционная силы и сила трения пренебрежимо малы и не учитывается. С учетом принятого допущения движение золотника изодрома описывается уравнением баланса сил:

$$\gamma_{из} x_{из} = F_{из} (p_n - p_B), \quad (1.32)$$

где $\gamma_{из}$ - жесткость пружины; $x_{из}$ - перемещение поршня; $F_{из}$ - площадь торца золотника.

При расчетах следует принимать: $\gamma_{из} = 11.7 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $F_{из} = 3.63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Воспользовавшись уравнениями (1.8)...(1.32) можно составить структурную схему гидравлической части агрегата дозирования топлива АДТ-86 в пакете программы Simulink и исследовать его статические и динамические характеристики. При этом выходным параметром АДТ-86 является расход топлива G_m , а входными являются: частота вращения ротора ВД $n_{ВД}$; высота

полета самолета H_n ; положения (открыто, закрыто) клапанов А45, А46 и стоп-крана. При отладке характеристик виртуального агрегата АДТ-86 можно варьировать сопротивлениями дроссельных пакетов, аналогично настройке регулировочных винтов, которые в математической модели не предусмотрены.

Уравнения движения золотника изодрома регулятора, движения дозирующей иглы, расходов через радиальное отверстие дозирующей иглы, клапана перепуска и кромки дозирующей иглы представлены на рисунке 1.11.

1.2.24 Перечень уравнений математической модели

Результатом математического моделирования агрегата дозировки топлива является система из 25 уравнений, в которых представлены 24 неизвестных параметра.

1. $\Delta z_{\eta} = k_2 n_{BD}^2 - \beta \alpha_{PYD}$ - уравнение центробежного чувствительного элемента;
2. $\Delta z_{cz} = k_3 (k_2 n_{BD}^2 - \beta \alpha_{PYD}) \Delta z_{\eta}$ - уравнение маятника центробежного чувствительного элемента;
3. $Q_{cz} = F_{cz} (\Delta z_{cz}) \sqrt{2(p_m - p_{cl}) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики сопла-заслонки центробежного чувствительного элемента;
4. $Q_{39} = F_{39} \sqrt{2(p_{KPD} - p_m) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики входного дросселя А39 маятниковой полости;
5. $Q_{54} = F_{54} \sqrt{2(p_m - p_n) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики дроссельного пакета А54 устойчивости регулятора;
6. $Q_{39} - Q_{cz} - Q_{54} = 0$ - уравнение баланса расхода жидкости в маятниковой полости или в канале с давлением p_m ;

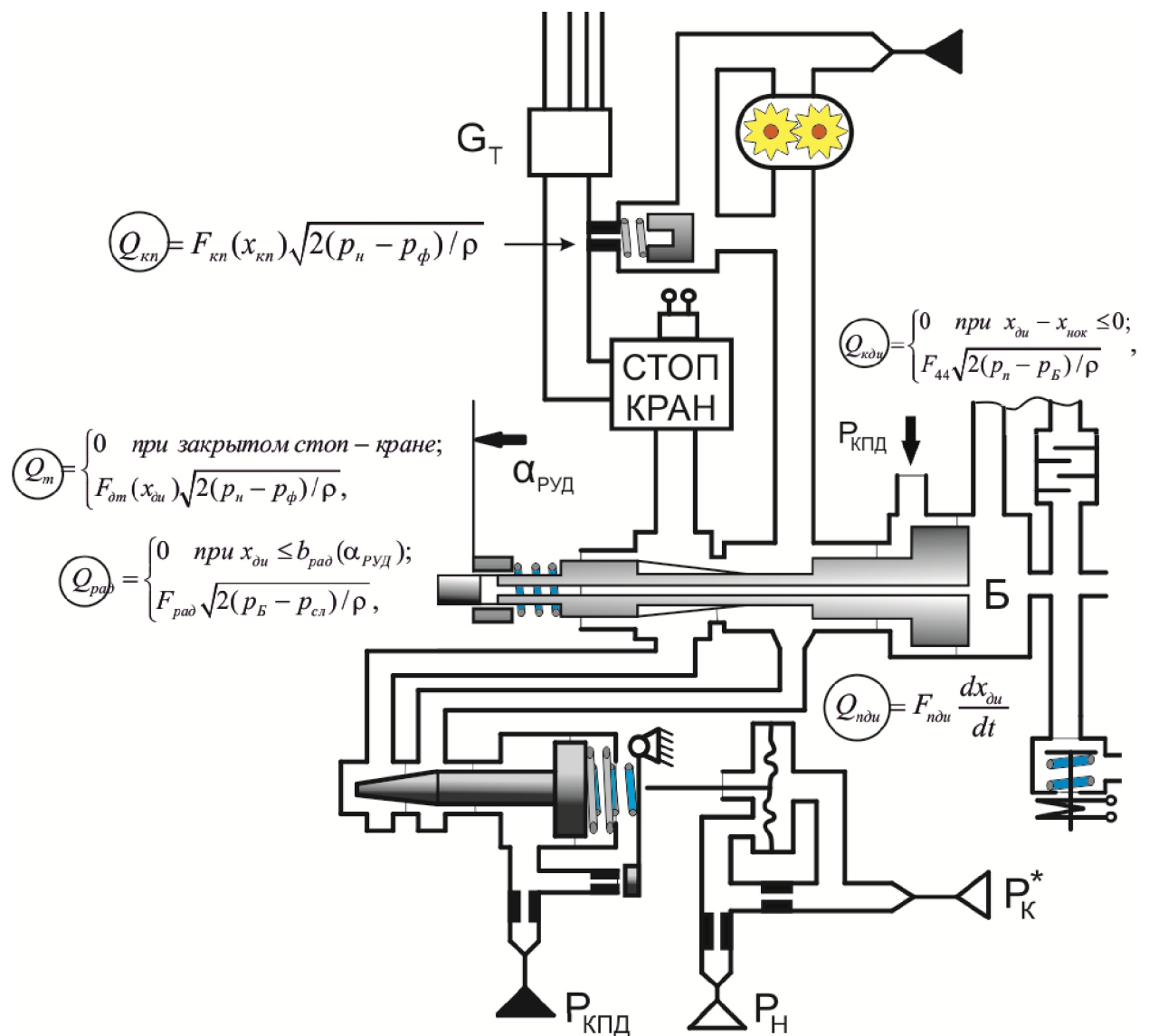


Рисунок 1.11 - Уравнения расхода и движения дозирующей иглы и клапана перепуска

7.
$$Q_{20} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{из} \leq b_{из1} \text{ и закрытом электроклапане } A45 \\ F_{20} \sqrt{2(p_m - p_n) / \rho}, & \end{cases}$$
 - уравнение расходной

характеристики дроссельного пакета A20 приемистости двигателя;

8.
$$Q_{63} = \begin{cases} 0 & \text{при одном из условий: } H_n \geq 3 \text{ км, } x_{из} \leq b_{из1} \\ \text{или закрытом электроклапане } A45 \\ F_{63} \sqrt{2(p_m - p_n) / \rho}, & \end{cases}$$
 - уравнение расходной

характеристики дроссельного пакета A63 приемистости двигателя с высотным корректором;

9.
$$Q_{A45} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане } A45; \\ Q_{63} + Q_{20} + Q_{54}. & \end{cases}$$
 - уравнение баланса расхода

жидкости в канале с давлением p_n ;

$$10. Q_{21} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A45,} \\ F_{21} \sqrt{2(p_n - p_B)/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной}$$

характеристики последовательного дроссельного пакета A21 приемистости двигателя;

$$11. Q_{\kappa \partial u} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{\partial u} - x_{\text{нок}} \leq 0; \\ F_{44} \sqrt{2(p_n - p_B)/\rho} & \end{cases}, \quad \text{- уравнение расходной характеристики}$$

дроссельного пакета кромки дозирующей иглы;

$$12. Q_{21} - Q_{A45} + Q_{\kappa \partial u} = 0 \text{ - уравнение баланса расхода жидкости в канале на входе в дроссельный пакет A21;}$$

$$13. Q_{\partial u} = F_{\partial u} \frac{dx_{\partial u}}{dt} \text{ - уравнение для расхода жидкости, обусловленного движением дозирующей иглы;}$$

$$14. Q_{A55} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{из} \geq -b_{из2}; \\ F_{A55} \sqrt{2(p_B - p_m)/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной характеристики}$$

дроссельного пакета A55 сброса режима работы двигателя;

$$15. Q_{A17} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A46;} \\ F_{A17} \sqrt{2(p_B - p_{cl})/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной}$$

характеристики дроссельного пакета снижения режима работы двигателя A17;

$$16. Q_{из} = F_{из} \frac{dx_{из}}{dt} \text{ - уравнение расхода жидкости, обусловленного движением}$$

золотника изодрома регулятора;

$$17. Q_{pad} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{\partial u} \leq b_{pad}(\alpha_{PYD}); \\ F_{pad} \sqrt{2(p_B - p_{cl})/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной характеристики}$$

радиального отверстия осевого канала дозирующей иглы;

$$18. Q_{A45} + Q_{из} - Q_{\partial u} - Q_{A55} - Q_{A17} - Q_{pad} = 0 \text{ - уравнение баланса расхода жидкости в полости Б дозирующей иглы;}$$

$$19. Q_m = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом стоп - кране;} \\ F_{\partial m}(x_{\partial u}) \sqrt{2(p_n - p_{\phi})/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной характеристики}$$

дозатора расхода топлива;

$$20. Q_{\kappa n} = F_{\kappa n}(x_{\kappa n}) \sqrt{2(p_n - p_{\phi})/\rho} \text{ - уравнение расходной характеристики клапана}$$

постоянного перепада давления на дозаторе;

$$21. Q_n - Q_{\kappa n} - Q_m = 0 \text{ - уравнение баланса расхода жидкости в полости на выходе из топливного насоса;}$$

$$22. M_{\kappa\kappa} \frac{d^2 x_{\kappa\kappa}}{dt^2} + R_{mp} \frac{dx_{\kappa\kappa}}{dt} + \gamma_{\kappa\kappa} x_{\kappa\kappa} = F_{\kappa\kappa} (p_n - p_{\phi}) - N_{np} - \text{уравнение движения клапана}$$

постоянного перепада давления на дозирующей игле;

$$23. p_B F_B - p_{\kappa\kappa\kappa} F_K - \gamma_{\partial\partial} x_{\partial\partial} - N_{np\partial\partial} = 0 - \text{уравнение движения дозирующей иглы};$$

$$24. \gamma_{\text{из}} x_{\text{из}} = F_{\text{из}} (p_n - p_B) - \text{уравнение движения золотника изодрома регулятора};$$

Все уравнения представлены на схеме гидромеханической системы управления (рисунок 1.12)

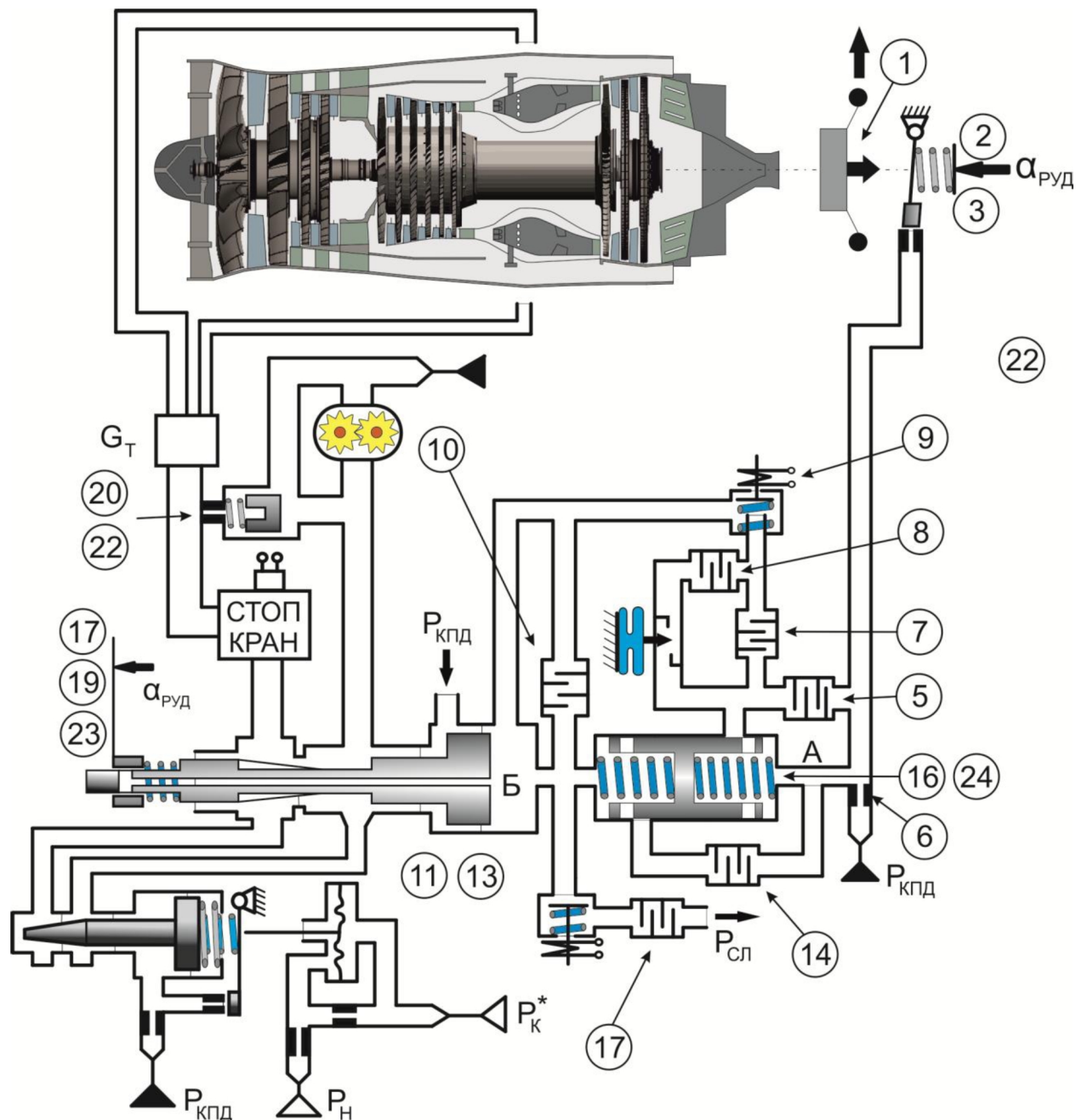


Рисунок 1.12 - Система уравнений агрегатов САУ

2.2 Математическое моделирование автомата запуска САУ ГТД

Запуск двигателя - сложный динамический процесс, включающий этапы раскрутки ротора двигателя стартером, подачу напряжения на воспламенители и воспламенение пускового топлива, подачу топлива на основные топливные форсунки. Процесс протекает в автоматическом режиме и управляется панелью запуска двигателя. В настоящем отчете рассматривается модель автомата запуска топливного дозатора, обеспечивающего подачу топлива на основные форсунки камеры сгорания, которая происходит после предварительной раскрутки ротора стартером и воспламенения пускового топлива.

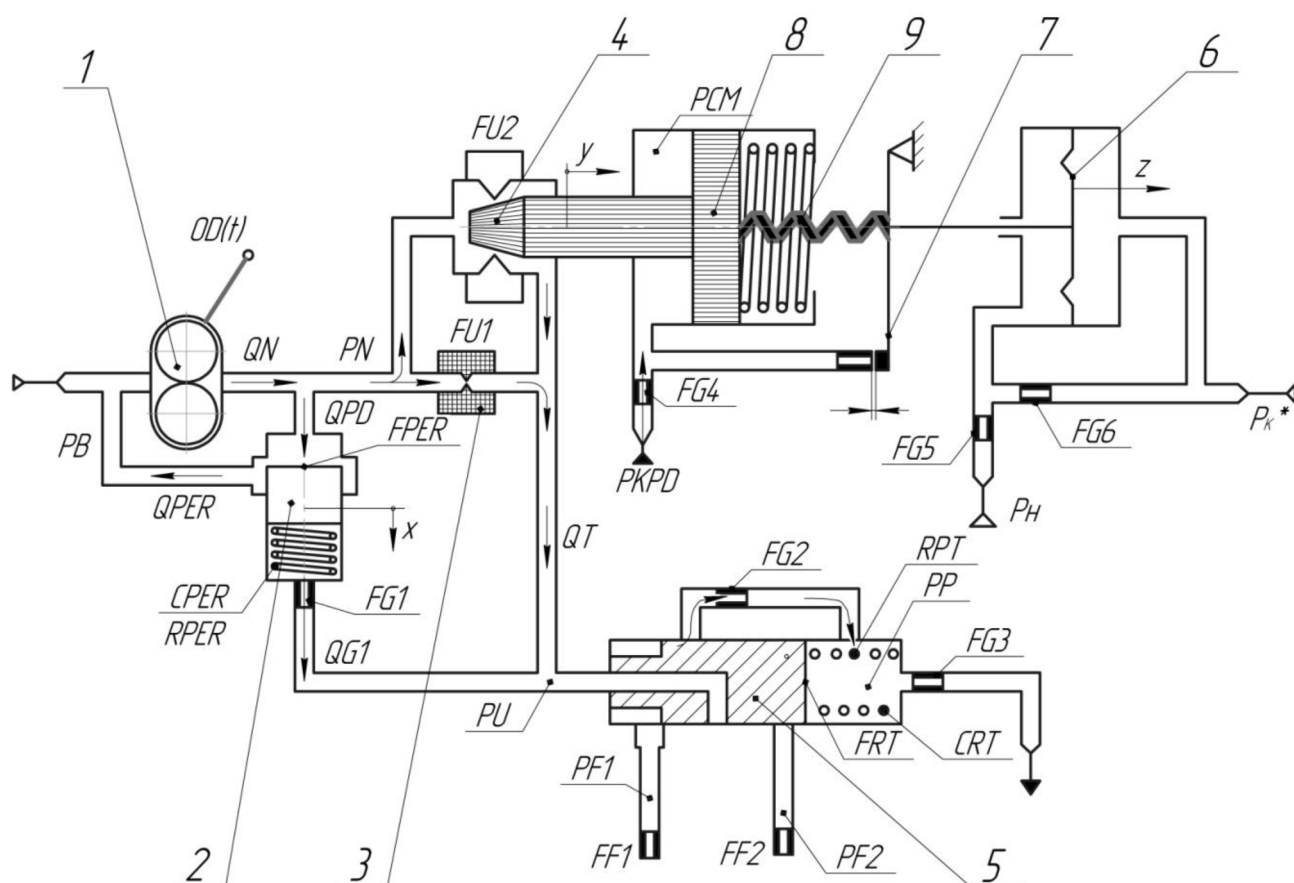


Рисунок 1.13 - Принципиальная схема гидромеханической САУ двигателя

Принципиальная схема дозирования топлива на режиме запуска показана на рисунке 1.13. В процессе дозирования топлива участвуют следующие агрегаты:

- 1) основной топливный насос 1, обеспечивающий необходимое давления топлива в напорной магистрали;
- 2) клапан постоянного перепада давления 2 на дозирующих иглах;
- 3) основная дозирующая игла 3, расход через которую поддерживается на постоянном уровне;
- 4) дозирующая игла автомата запуска 4, которая включена параллельно основной игле и которая обеспечивает требуемое нарастание расхода топлива в соответствие с изменением перепада давления на компрессоре;
- 5) распределитель топлива по коллекторам форсунок 5, обеспечивающий требуемый распыл топлива на пониженных расходах топлива и надежный розжиг всей камеры сгорания.

Подача топлива на запуске, расход которого пропорционален перепаду давления на компрессоре двигателя обеспечивает надежную работу камеры сгорания вследствие близкого к стехиометрическому составу топливно-воздушной смеси. Это происходит вследствие косвенной оценки расхода воздуха через двигатель по перепаду давления на компрессоре и подаче топлива пропорционально расходу воздуха. Перепад давления на компрессоре воспринимается воздушной мембраной 6 автомата запуска, которая по мере раскрутки ротора и увеличения перепада на нем прогибается влево и прикрывает маятниковый клапан 7 слива топлива из управляемой полости сервомотора 8 дозирующей иглы 4. Давление в данной полости повышается и игла смещается вправо на увеличение подачи топлива. При этом сжимается пружина обратной связи 9, которая компенсирует усилие со стороны мембраны на маятниковый клапан, который несколько приоткрывается. Такой динамический процесс приводит к тому что игла «отслеживает» перепад давления на мембране и смещается на величину, пропорциональную ему. Тем

самым обеспечивается подача топлива автоматом запуска с расходом, пропорциональным перепаду давления на компрессоре.

Рассмотрим математическую модель данного процесса.

Обозначения параметров модели показаны на принципиальной схеме гидромеханической САУ дозирования топлива на запуске, показанной на рисунке 1.13:

C_{PER} – жесткость пружины перепускного клапана постоянного перепада давления;

C_{PT} – жесткость пружины распределителя топлива;

$FF1$ – площадь проходного сечения форсунок первого контура;

$FF2$ – площадь проходного сечения форсунок второго контура;

$FG1, \dots, FG6$ – площади дросселей №1, ..., №6;

F_{PER} – площадь торца золотника перепускного клапана;

F_{PT} – площадь торца золотника распределителя топлива;

$FU1$ – площадь проходного сечения основной дозирующей иглы;

$FU2$ – площадь проходного сечения дозирующей иглы автомата запуска;

$OD(t)$ – обороты двигателя;

$QG1$ – расход топлива через дроссель №1

QN – расход топлива за шестеренным насосом;

Q_{PER} – расход перепускаемого топлива;

QT – суммарный расход топлива после дозирующих игл;

P_B – давление на входе шестеренного насоса

P_{CM} – давление в полости сервомотора;

P_{F1} – давление топлива в первом контуре форсунок;

P_{F2} – давление топлива во втором контуре форсунок;

P_K^* – давление на выходе из компрессора;

P_{KPD} – давление после клапана постоянного давления;

P_N – давление нагнетания основного топливного насоса;

P_H – давление окружающей среды;

P_U – давление после дозирующих игл;

P_P – давление в полости распределителя топлива;

R_{PER} – предварительный натяг пружины перепускного клапана;

R_{PT} – предварительный натяг пружины распределителя топлива;

x – перемещение золотника перепускного клапана;

y – перемещение дозирующей иглы автомата запуска;

z – перемещение мембраны воздушного редуктора;

Рассмотрим математическое описание элементов системы дозирования топлива на запуске (рисунок 1.14).

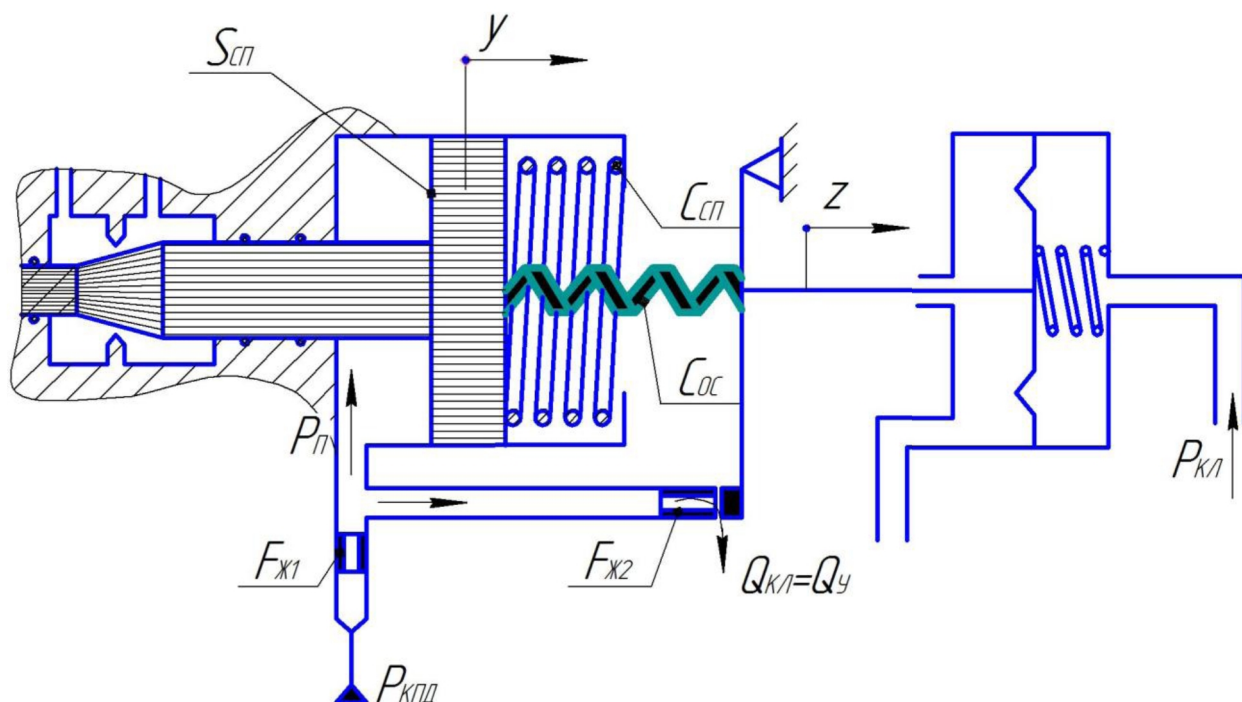


Рисунок 1.14 - Пневмогидравлическая схема магистралей топливного автомата запуска

1.3.1 Уравнение баланса сил на воздушной мембране

$$-\Delta p_M F_{MEM} - C_{MEM} z + C_{OC} (y - z) + R_{OC} = 0$$

Преобразуем данное уравнение к виду:

$$[R_{OC} - \Delta p_M(t) \cdot F_{MEM}] + C_{OC} y - z(C_{MEM} + C_{OC}) = 0, \text{ где}$$

Δp_M – перепад давления на мембране воздушного редуктора;

F_{MEM} – площадь мембраны;

C_{MEM} – жесткость мембраны воздушного редуктора;

C_{OC} – жесткость пружины обратной связи;

R_{OC} – предварительный натяг пружины обратной связи;

y – перемещение дозирующей иглы автомата запуска;

z – перемещение мембраны воздушного редуктора.

1.3.2 Уравнение баланса расходов сервоусилителя.

$$Q_{КПД} = S_{СП} \frac{dy}{dt} - Q_Y \frac{dy}{dt} = \frac{(Q_{КПД} - Q_Y)}{S_{СП}}, \quad (1.33)$$

где $Q_{КПД}$ – расход топлива после клапана постоянного давления;

$S_{СП}$ – площадь левого торца золотника дозирующей иглы автомата запуска;

Q_Y – расход топлива после жиклёра №5.

1.3.3 Уравнение баланса сил на сервомоторе дозирующей иглы.

$$P_{П} \cdot S_{СП} - C_{СП} \cdot y - C_{OC} (y - z) - R_{СП} - R_{ОП} = 0, \quad (1.34)$$

где P_{Π} – давление после клапана постоянного давления;

$C_{сп}$ – жесткость пружины золотника дозирующей иглы автомата запуска;

$C_{ос}$ – жесткость пружины обратной связи;

$R_{сп}$ – предварительный натяг пружины золотника дозирующей иглы автомата запуска;

$R_{ос}$ – предварительный натяг пружины обратной связи.

1.3.4 Уравнение расхода топлива через входной жиклёр №4 сервомотора иглы

$$Q_{кпд} = \mu \cdot F_{ж1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{кпд} - P_{\Pi})} , \quad (1.35)$$

где μ – коэффициент расхода жиклера;

$F_{ж1}$ – площадь проходного сечения жиклера №4;

$P_{кпд}$ – давление за клапаном постоянного давления;

ρ – плотность топлива.

1.3.5 Уравнение расхода топлива через маятниковый клапан

$$Q_{кпд} = k_{кл} \cdot z \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\Pi}} \quad (1.36)$$

где $k_{кл}$ – коэффициент проводимости клапана;

1.3.6 Уравнение движения сервомотора дозирующей иглы

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{S_{сп}} (\mu \cdot F_{ж1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{кпд} - P_{\Pi})} - k_{кл} \cdot z \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{\Pi}}) \quad (1.37)$$

Данное уравнение получено путем преобразования уравнения баланса расходов сервоусилителя 2. Таким образом, получаем и решаем систему уравнений движения сервомотора и балансов сил на сервомоторе и воздушной мембране.

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad & \frac{dy}{dt} = \frac{1}{S_{СП}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} [\mu \cdot F_{Ж1} \sqrt{(P_{КПД} - P_{П})} - k_{КЛ} \cdot z \sqrt{P_{П}}] \\ \text{II.} \quad & P_{П} \cdot S_{СП} - (C_{СП} + C_{ОС}) \cdot y + C_{ОС} z - (R_{СП} + R_{ОС}) = 0 \\ \text{III.} \quad & [R_{ОС} - \Delta p_M \cdot F_{МСМ}] + C_{ОС} y - z(C_{МСМ} + C_{ОС}) = 0 \end{aligned}$$

При решении системы уравнений принимаем следующие числовые значения параметров элементов автомата запуска:

$$C_{ОС} = 4315 \frac{H}{M}, \quad C_{СП} = 17456 \frac{H}{M}, \quad S_{СП} = 0,00036 M^2, \quad C_{МЕМ} = 2452 \frac{H}{M},$$

$$F_{МЕМ} = 0,00129 M^2, \quad P_{КПД} = 1667130,5 Pa, \quad z_0 = 0, \quad y_0 = 0, \quad R_{МСМ} = 0,$$

$$\Delta P_M = 0,4 P_K, \quad R_{ОС} = 10,1 H, \quad R_{СП} = 168,7 H, \quad z' = 0,0004 M,$$

$$d_{КЛ} = 0,0015 M, \quad \mu_{КЛ} = 0,7.$$

Значение давления в полости сервомотора определим из баланса расходов:

$$\mu \cdot F_{Ж} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{КПД} - P_{П})} = K_{КЛ} \cdot z \sqrt{\frac{2}{\rho} P_{П}} \quad K_{КЛ} = 2 \cdot 0,0015 \cdot 0,7 = 0,0021,$$

$$\mu^2 \cdot F_{Ж}^2 \cdot (P_{КПД} - P_{П}) = K_{КЛ}^2 \cdot z^2 \cdot P_{П}$$

$$P_{П} = \frac{\mu^2 \cdot F_{Ж}^2 \cdot P_{КПД}}{\mu^2 \cdot F_{Ж}^2 + K_{КЛ}^2 \cdot z^2}$$

$$\mu_{Ж} = 0,7$$

$$F_{ж} = 0,78 \cdot 10^{-6} \text{ М}^2$$

$$P_{\Pi} = \frac{0,7^2 \cdot 0,78^2 \cdot 10^{-12} \cdot 1667130,5}{0,7^2 \cdot 0,78^2 \cdot 10^{-12} + 0,0021^2 \cdot z^2} = \frac{4,9785 \cdot 10^{-7}}{0,298 \cdot 10^{-13} + 4,41 \cdot 10^{-6} \cdot z^2}$$

$$\text{Пусть } z' = 0,0004 \text{ М} \Rightarrow P_{\Pi} = 495,2 \text{ кПа}$$

Заменим постоянные сомножители перед переменными в системе уравнений:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{1}{S_{СП}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} [\mu \cdot F_{ж1} \sqrt{(P_{КПД} - P_{\Pi})} - k_{КЛ} \cdot (z' - z) \sqrt{P_{\Pi}}] = k_1 [k_2 \sqrt{\quad} - k_3 (z' - z) - \sqrt{P_{\Pi}}]$$

$$P_{\Pi} \cdot S_{СП} - (C_{СП} + C_{ОС}) \cdot y - C_{ОС} z - (R_{СП} + R_{ОС}) = 0$$

$$-R_{ОС} + \Delta p_M - C_{ОС} \cdot y - z(C_{ОС} - C_{МЕМ}) = 0$$

Через соответствующие коэффициенты и определим их значения:

$$\begin{cases} \frac{dy}{dt} = \frac{1}{S_{СП}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} [\mu \cdot F_{ж1} \sqrt{(P_{КПД} - P_{\Pi})} - k_{КЛ} \cdot (z' - z) \sqrt{P_{\Pi}}] = k_1 [k_2 \sqrt{\quad} - k_3 (z' - z) - \sqrt{P_{\Pi}}] \\ p_{\Pi} \cdot k_4 - y \cdot k_5 - z \cdot k_6 - m_1 = 0 \\ \Delta p_M \cdot k_7 - y \cdot k_6 - z \cdot k_8 - R_{ОС} = 0 \end{cases}$$

Где

$$1. \quad k_8 = C_{ОС} - C_{МЕМ} = 4315 - 2452 = 0,19 \frac{H}{M}$$

$$2. \quad k_6 = C_{ОС} = 4315 \frac{H}{M}$$

$$3. \quad k_7 = F_{МЕМ} = 0,00129 \text{ М}^2$$

$$4. \quad k_1 = \frac{1}{S_{СП}} \sqrt{\frac{2}{\rho}} = \frac{1}{3,6} \sqrt{\frac{2}{780}} = 439,2$$

$$5. \quad k_2 = \mu \cdot F_{ж} = 0,7 \cdot 0,78 \cdot 10^{-6} = 0,00546$$

$$6. k_3 = k_{\text{кл}} = \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot \mu_{\text{кл}} = \pi \cdot 0,15 \cdot 0,7 = 0,33$$

$$7. k_4 = S_{\text{сп}} = 0,00036 \text{ м}^2$$

$$8. k_5 = C_{\text{сп}} + C_{\text{ос}} = 17456 + 4315 = 21771 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$9. k_6 = C_{\text{ос}} = 4315 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

$$10. m_1 = R_{\text{сп}} + R_{\text{ос}} = 168,7 + 10,1 = 178,8 \text{ Н}$$

$$11. z' = 0,0004 \text{ м}$$

$$12. R_{\text{ос}} = 10,1 \text{ Н}$$

Решая полученную систему уравнений получим пропорциональную зависимость перемещения дозирующей иглы (а с учетом постоянного перепада давления на ней и расхода топлива) от перепада давления на компрессоре двигателя (рисунок 1.15).

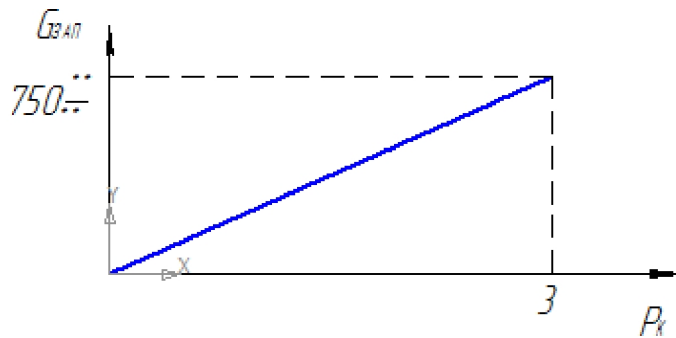


Рисунок 1.15 - Зависимость расхода топлива через иглу автомата запуска от перепада давления на компрессоре

2.3 Моделирование программы ограничения частоты вращения ротора НД от сигналов ЭСУД

Как уже описано в разделе ... регулирование двигателя помимо частоты вращения ротора ВД производится по частоте вращения ротора НД $n_{\text{НД}}$ и температуре газа на выходе из турбины T_m^* в зависимости от температуры

заторможенного потока воздуха за бортом самолета T_e^* и давления окружающей среды p_H или высоты полета H_n (рисунок 1.16).

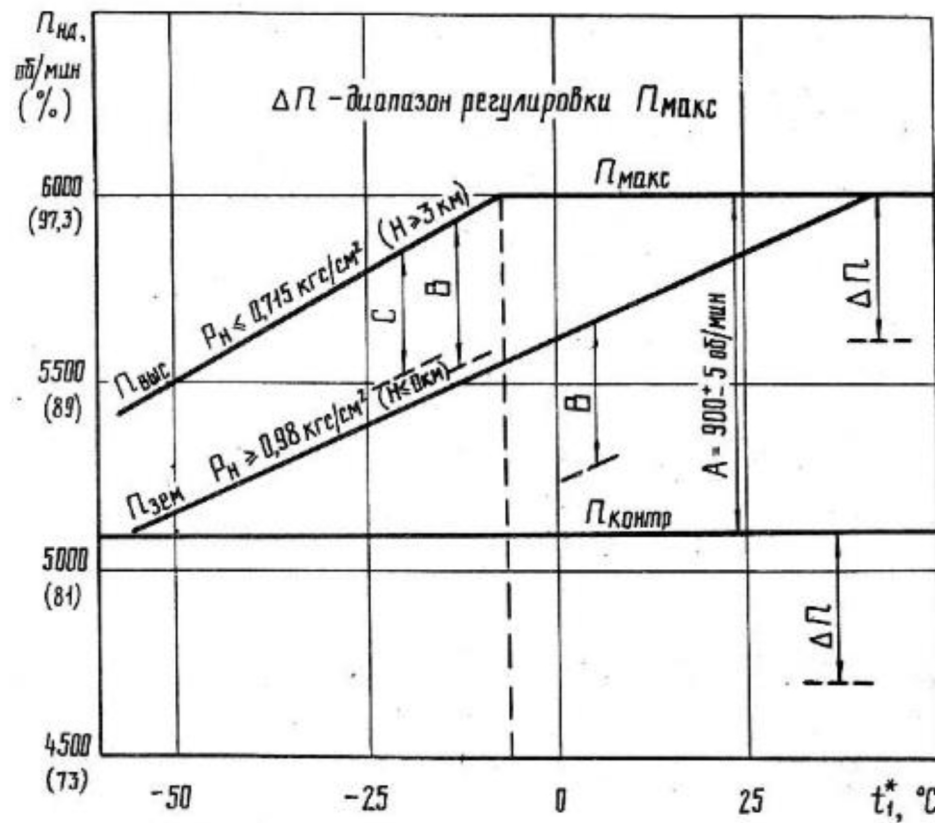


Рисунок 1.16 - Программа регулирования двигателя НК86
по частоте вращения ротора НД

Ограничение частоты вращения ротора НД производится по программе, составленной на основе рисунка 1.16:

$$n_{\text{нд}}^{\text{огр}} = \begin{cases} \text{при } p_H \geq 0,98 \text{ кгс/см}^2 \begin{cases} 5032 + 9,68(T_e^* - 213) \text{ об/мин} & \text{при } T_e^* \leq 268 \text{ К}; \\ 6000 \text{ об/мин} & \text{при } T_e^* \geq 268 \text{ К}; \end{cases} \\ \text{при } 0,715 \leq p_H \leq 0,98 \begin{cases} 5032 + 1339(0,98 - p_H) + [9,68 - 5,44(0,98 - p_H)](T_e^* - 213) & \text{при } T_e^* \leq 268 \text{ К}; \\ 6000 \text{ об/мин} & \text{при } T_e^* \geq 313 \text{ К}; \end{cases} \\ \text{при } p_H \leq 0,715 \begin{cases} 5391 + 11,3(T_e^* - 213) & \text{при } 213 \leq T_e^* \leq 313 \text{ К}; \\ 6000 \text{ об/мин} & \text{при } T_e^* \geq 313 \text{ К} \end{cases} \end{cases}$$

Если величина $\Delta n_{\text{нд}} = n_{\text{нд}} - n_{\text{нд}}^{\text{огр}} \neq 0$, то выдается сигнал $U_{\text{нд}} = 0,1 \Delta n_{\text{нд}} \text{ В}$

на сравнение с сигналом по температуре газа за турбиной T_m^* на снижение подачи топлива в камеру сгорания G_m .

2.4 Моделирование программы ограничения температуры газа за турбиной от сигналов ЭСУД

Ограничение температуры газа за турбиной двигателя производится на режимах запуска, максимальной продолжительности и взлёта:

$$\Delta T_{зан} = T_{зан}^* - T_{зан}^{огр}, \quad \Delta T_{МП} = T_{МП}^* - T_{МП}^{огр}, \quad \Delta T_{взл} = T_{взл}^* - T_{взл}^{огр}.$$

где $T_{зан}^{огр} = 725 \text{ K}$; $T_{МП}^{огр} = 815 \text{ K}$; $T_{взл}^{огр} = 900 \text{ K}$ - температуры ограничения соответственно на запуске, максимальной продолжительности и взлёта.

Канал ограничения температуры газа на запуске включается при наличии одновременно двух сигналов:

- а) переключатель управления стоп-краном на пульте пилота и бортинженера находится в положении «ОСТАНОВ»;
- б) частота вращения $n_{НД}$ р 3000 об/мин.

Канал ограничения температуры газа на запуске отключается на работающем двигателе при достижении частоты вращения $n_{НД} \geq 3000 \text{ об/мин}$.

Канал ограничения температуры газа на режиме максимальной продолжительности включается:

- а) в случаях, когда

$p_H \leq 0,715 \text{ кгс/см}^2$ или $H_n \geq 3 \text{ км}$ при работе
всех четырёх двигателей на режимах, когда РНА находится;
в рабочем положении

- б) на земле, когда концевой выключатель стойки шасси самолета находится в положении «СТОЙКА ШАССИ ОБЖАТА» и рычаг управления реверсом – в положении «ОБРАТНАЯ ТЯГА».

Канал ограничения температуры газа на взлете включается, когда нет условий включения ограничения температуры на запуске и максимальной продолжительности.

Сигнал на снижение подачи топлива в камеру сгорания двигателя подается при $\Delta T_{зан} \neq 0$, $\Delta T_{МП} \neq 0$, $\Delta T_{взл} \neq 0$:

$$U_{Тзан} = 0,138\Delta T_{зан} \text{ В}; U_{ТМП} = 0,122\Delta T_{МП} \text{ В}; U_{Твзл} = 0,111\Delta T_{взл} \text{ В}$$

для сравнения с сигналом по частоте вращения ротора НД.

Диодные элементы схемы сравнения выбирают больший из сигналов $U_{n_{НД}}$ или U_T и ЭСУД посылает сигнал на срабатывание электромагнитного клапана А45 исполнительного механизма для уменьшения подачи топлива в камеру сгорания двигателя. Если при наличии сигнала на клапане А45 $n_{НД}$ и T_m^* продолжают свои увеличения сверх максимальных значений, на которые настроена ЭСУД, то от неё поступает импульсный сигнал на срабатывание клапана А46. При этом подача топлива в камеру сгорания двигателя уменьшается до тех пор, пока не восстановятся заданные по программе значения $n_{НД}$ и T_m^* . После достижения программных значений $n_{НД}$ и T_m^* клапан А46 закрывается и дозирующая игла останавливается. Если $n_{НД}$ и T_m^* уменьшатся ниже настроечных по программе значений обесточивается и клапан А45, в результате чего управление дозирующей иглой переходит к регулятору частоты вращения ротора ВД $n_{ВД}$.

3 РАЗРАБОТКА УЧЕБНЫХ ПРИМЕРОВ ПО МОДЕЛИРОВАНИЮ АГРЕГАТОВ И СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД

3.1 Моделирование гидромеханической САУ пакете Simulink

Моделирование агрегата дозировки топлива происходит по методике, представленной в главе 1.2. Общий вид модели регулятора представлен на рисунке 3.1 .

Для удобства моделирования модель разделена на подмодели расчета параметров блока сопла-заслонки, расчета параметров дроссельных пакетов, дозатора топлива.

Все коэффициенты, площади проходных сечений и торцов задаются подключаемыми файлами с constant.m. Характеристики зависимости коэффициентов влияния от оборотов и угла рычага установки двигателя задаются файлом kft_data.m, а дроссельные характеристики dros_data.m.

Подсистема расчета блока сопла-заслонки (рисунок 2.1) рассчитывает следующие уравнения:

$\Delta z_u = k_2 n_{ВД}^2 - \beta \alpha_{PVD}$ - уравнение центробежного чувствительного элемента;

$\Delta z_{сз} = k_3 (k_2 n_{ВД}^2 - \beta \alpha_{PVD}) \Delta z_u$ - уравнение маятника центробежного чувствительного элемента;

$Q_{сз} = F_{сз} (\Delta z_{сз}) \sqrt{2(p_m - p_{сл}) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики сопла-заслонки центробежного чувствительного элемента.

Подсистема расчета параметров дроссельных пакетов (рисунок 2.2) решает следующую систему уравнений:

$$Q_{A17} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A46;} \\ F_{A17} \sqrt{2(p_B - p_{сл}) / \rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной}$$

характеристики дроссельного пакета снижения режима работы двигателя A17;

$Q_{39} = F_{39} \sqrt{2(p_{КПД} - p_m) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики входного дросселя A39 маятниковой полости;

$Q_{54} = F_{54} \sqrt{2(p_m - p_n) / \rho}$ - уравнение расходной характеристики дроссельного пакета A54 устойчивости регулятора;

$Q_{39} - Q_{c3} - Q_{54} = 0$ - уравнение баланса расхода жидкости в маятниковой полости или в канале с давлением p_m ;

$$Q_{20} = \begin{cases} 0 & \text{при } x_{uz} \leq b_{uz1} \text{ и закрытом электроклапане A45} \\ F_{20} \sqrt{2(p_m - p_n)/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение}$$

расходной характеристики дроссельного пакета A20 приемистости двигателя;

$$Q_{63} = \begin{cases} 0 & \text{при одном из условий: } H_n \geq 3 \text{ км, } x_{uz} \leq b_{uz1} \\ & \text{или закрытом электроклапане A45} \\ F_{63} \sqrt{2(p_m - p_n)/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной}$$

характеристики дроссельного пакета A63 приемистости двигателя с высотным корректором;

$$Q_{A45} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A45;} \\ Q_{63} + Q_{20} + Q_{54}. & \end{cases} \quad \text{- уравнение баланса}$$

расхода жидкости в канале с давлением p_n ;

$$Q_{21} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане A45,} \\ F_{21} \sqrt{2(p_n - p_B)/\rho}, & \end{cases} \quad \text{- уравнение расходной}$$

характеристики последовательного дроссельного пакета A21 приемистости двигателя.

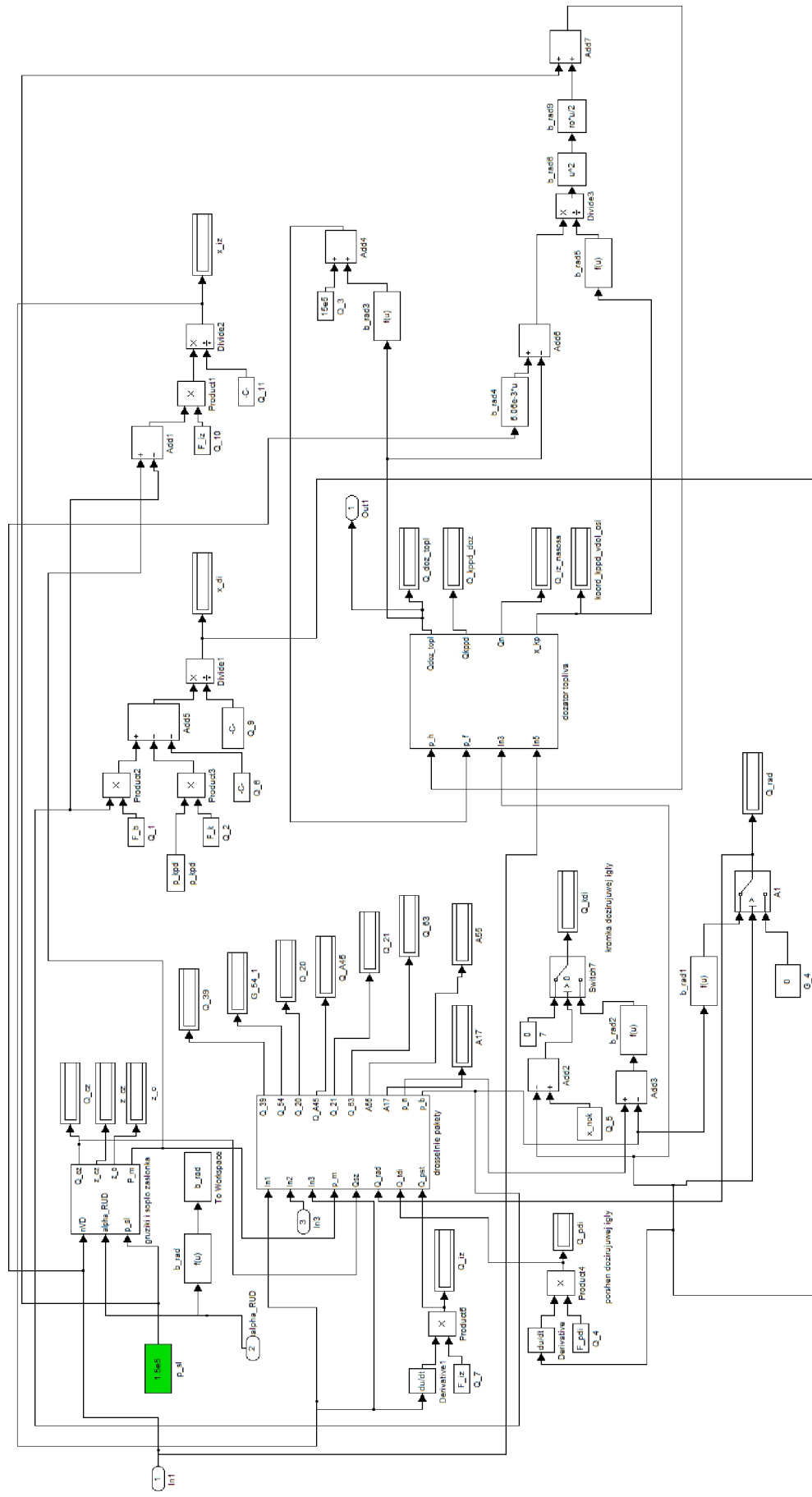


Рисунок 3.1 - Модель агрегата дозирования

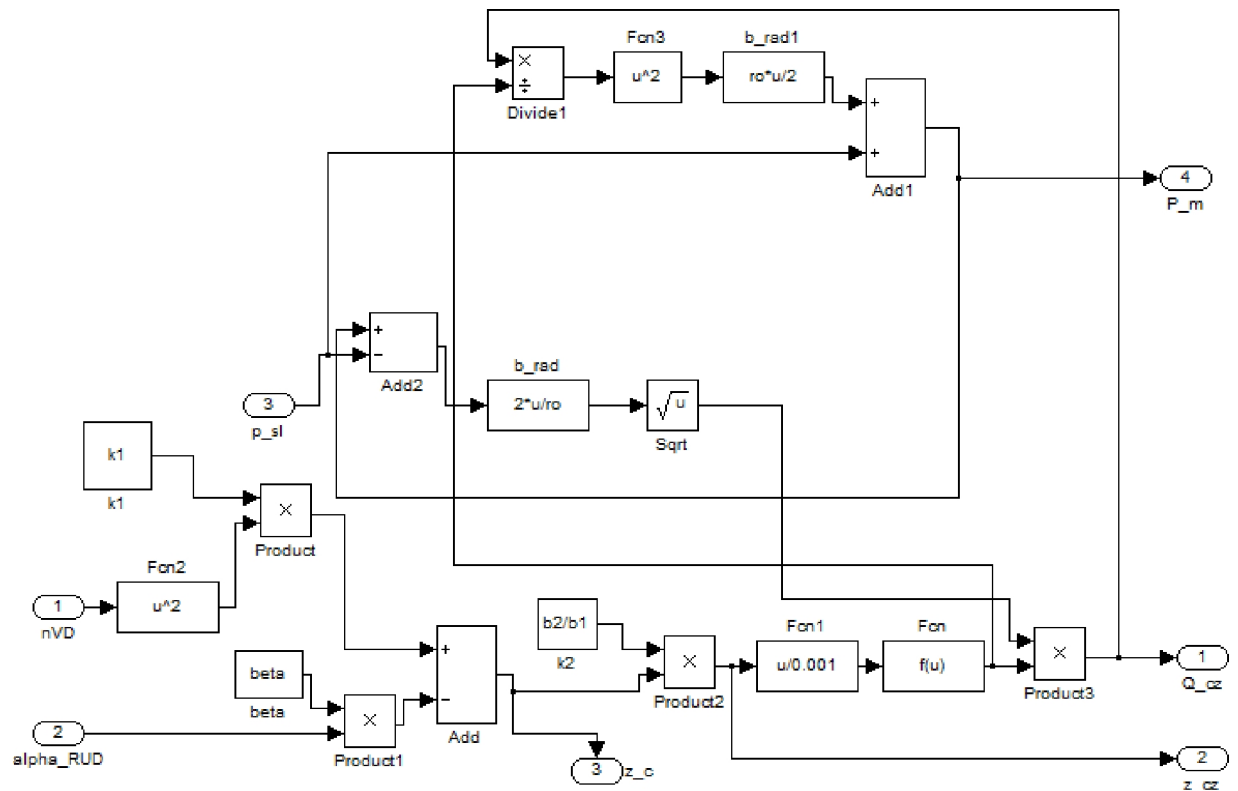


Рисунок 3.2 - Подсистема расчета параметров сопла-заслонки

Уравнение движения клапана постоянного перепада давления на дозирующей игле:

$$M_{kn} \frac{d^2 x_{kn}}{dt^2} + R_{mp} \frac{dx_{kn}}{dt} + \gamma_{kn} x_{kn} = F_{kn} (p_n - p_{\phi}) - N_{np}, \quad (3.1)$$

моделируется следующим образом (рисунок 3.3)

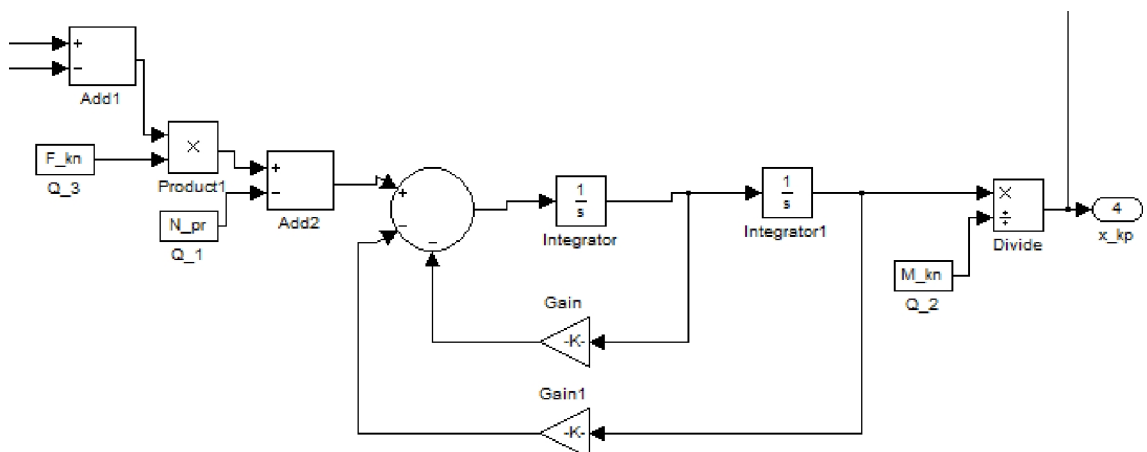


Рисунок 3.3 - Уравнение движения клапана постоянного перепада давления на дозирующей игле

Моделирование уравнения расходной характеристики клапана постоянного перепада давления на дозаторе представлен на рисунке 3.4 :

$$Q_{kn} = F_{kn}(x_{kn})\sqrt{2(p_n - p_{\phi})/\rho},$$

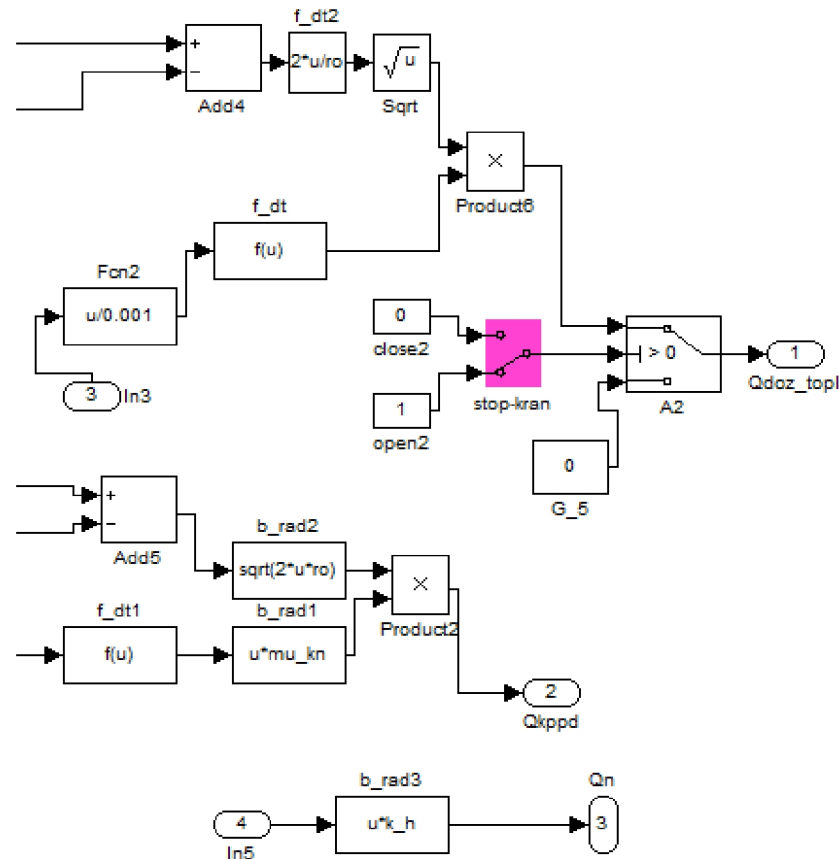


Рисунок 3.4 - Расчет расходов через клапан постоянного перепада топлива и дозатора топлива

Условия расчёта расходов топлива через дроссельные пакеты задаются с помощью блоков Switch. Например, для задания тройного условий расчета расхода через дроссель A63, фрагмент кода модели выглядит следующим образом:

$$Q_{63} = \begin{cases} 0 & \text{при одном из условий: } H_n \geq 3 \text{ км, } x_{из} \leq b_{из1} \\ & \text{или закрытом электроклапане A45} \\ F_{63}\sqrt{2(p_m - p_n)/\rho}, & \end{cases} \quad (3.2)$$

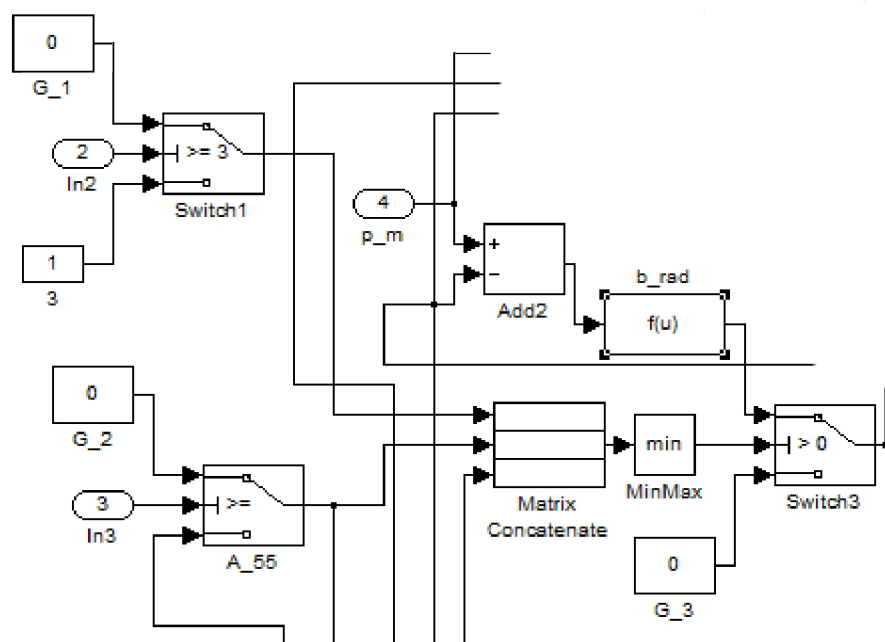


Рисунок 3.5 - Задание условий при расчете расхода жидкости через дроссельный пакет A63

Открытие и закрытие клапанов A45 и A46 производится также с применением блока Switch, таким образом обеспечивая либо нулевой расход, либо его расчет по формуле:

$$Q_{A45} = \begin{cases} 0 & \text{при закрытом электроклапане } A45; \\ Q_{63} + Q_{20} + Q_{54}. & \end{cases} \quad (3.3)$$

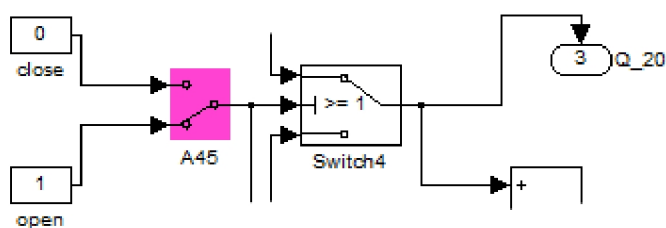


Рисунок 3.6 - Открытие/закрытие клапана A45

3.2 Моделирование двухконтурного ГТД как объекта регулирования в пакете Simulink

Этапы разработки аналитической модели газогенератора осуществляется в несколько этапов путем усложнения алгоритмов и расширения возможностей разрабатываемой модели.

Модель разделена на 3 подсистемы расчёта параметров ротора высокого давления, ротора низкого давления и параметров турбины.

Общий вид модели представлен на рисунке 3.7

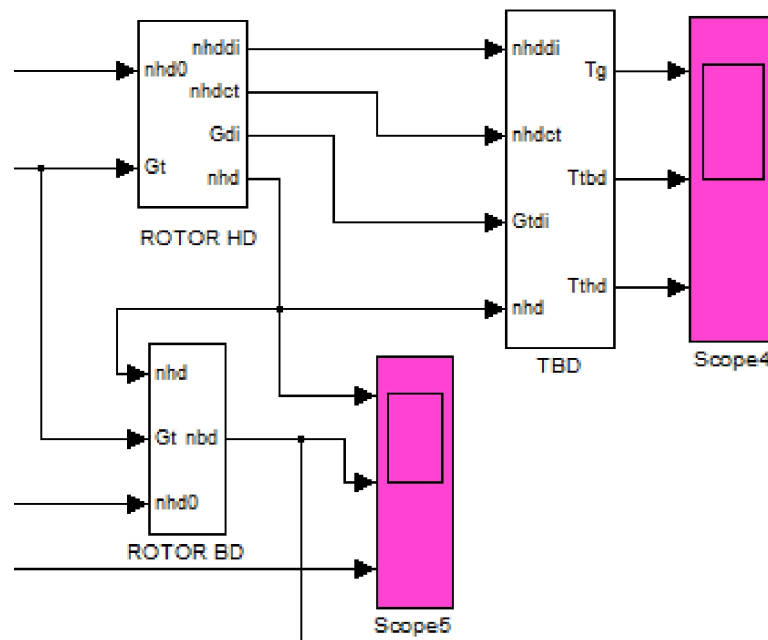


Рисунок 3.7 - Линейная многорежимная модель двигателя

На первом этапе модель линейна, охватывающая параметры газогенератора, и, с точки зрения математики, является следующей системой уравнений:

$$\Delta n_{hd} = -1/\tau_{нд} \cdot \Delta n_{нд} + K_{GH}/\tau_{нд} \cdot \Delta G_T$$

$$\Delta n_{bd} = -1/\tau_{вд} \cdot \Delta n_{вд} + K_{GB}/\tau_{вд} \cdot \Delta G_T \quad (3.4)$$

$$\Delta T_{\Gamma} = K_{GT} \cdot \Delta G_T - K_{nT} \cdot \Delta n_{нд}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_{\text{ТВД}} &= K_{G\text{ТВД}} \cdot \Delta G_{\text{Г}} - K_{n\text{ТВД}} \cdot \Delta n_{\text{НД}} \\ \Delta T_{\text{ТНД}} &= K_{G\text{ТНД}} \cdot \Delta G_{\text{Г}} - K_{n\text{ТНД}} \cdot \Delta n_{\text{НД}}\end{aligned}\tag{3.5}$$

Δ – уравнения написаны для малых отклонений параметров от статических режимов;

$n_{\text{НД}}$, $n_{\text{ВД}}$ – частоты вращения роторов газогенератора, об/мин;

$t_{\text{НД}}$, $t_{\text{ВД}}$ – инерционные характеристики роторов низкого и высокого давления, с;

$G_{\text{Г}}$ – расход топлива в КС, кг/ч;

$T_{\text{Г}}$ – температура газа в КС, К;

$K_{x_1x_2}$ – коэффициенты взаимного влияния параметров;

Таким образом, модель воспроизводит движение роторов в «малом» и динамическую составляющую температуры газа в КС.

Коэффициенты приведенных выше уравнений, рассчитанные вдоль дроссельных характеристик ГГ, позволяют исследовать поведение охваченных моделью параметров в окрестности любого статического режима при небольших возмущениях, не выводящих систему из зоны линейности.

газогенератора и параметры турбин.

В определении коэффициентов уравнений участвуют дроссельные зависимости следующих параметров: $G_{\text{Г}}$, $n_{\text{ВД}}$, $T_{\text{Г.КС}}$, $G_{\text{ВКС}}$, $T_{\text{ТВД}}$, $G_{\text{ТВД}}$, $P_{\text{ТВД}}$, кпд.твд , $T_{\text{ТНД}}$, $G_{\text{ТНД}}$, $P_{\text{ТНД}}$, кпд.тнд , от частоты вращения ротора низкого давления $n_{\text{НД}}$ в условиях: САУ, $H=0$, $M_{\text{ах}}=0$. Дроссельные зависимости параметров вводятся в модель с помощью блоков Lookip (рисунок 3.8)

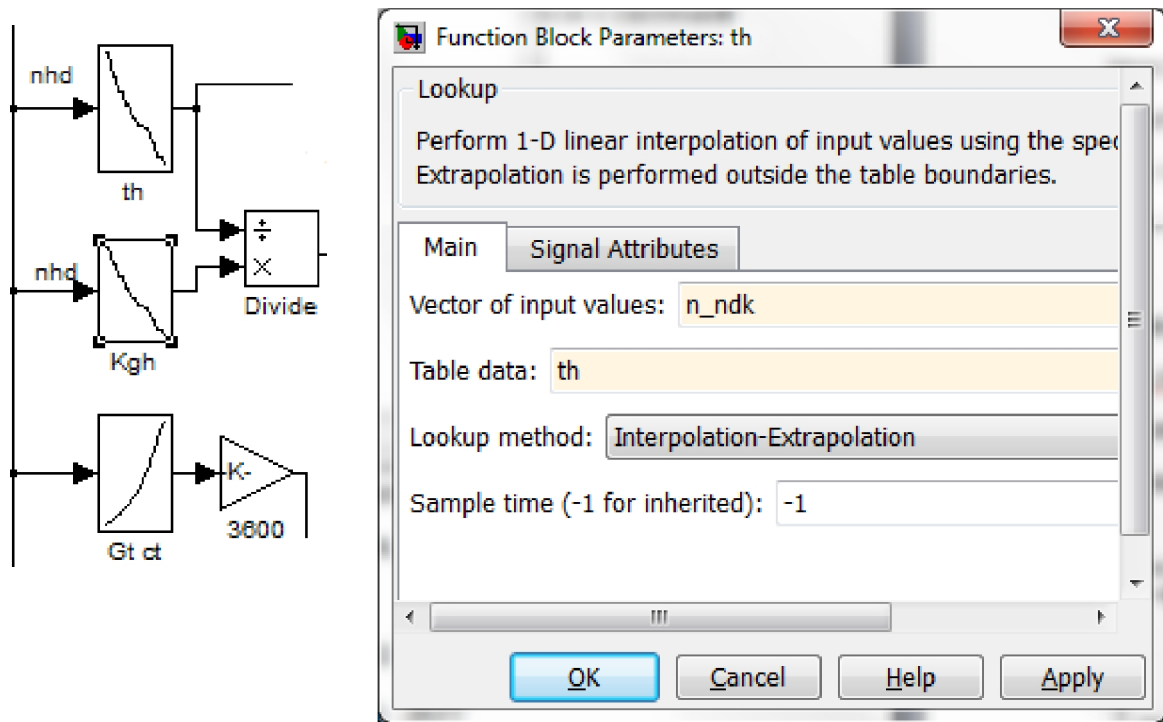


Рисунок 3.8 - Применение блока Lookup
для кусочно-линейной аппроксимации

Численные значения коэффициентов KGH и KGB определяются через тангенс угла наклона соответствующей характеристики в узком диапазоне вокруг точки рассматриваемого статического режима.

Динамические коэффициенты уравнений определяются в момент времени $t=0$ по следующему алгоритму.

Подогрев воздуха в камере сгорания:

$$\Delta T_{\Gamma} = \frac{\Delta G_{\Gamma} \cdot H_U \cdot \eta_{\text{КС}}}{G_{\Gamma 0} \cdot C_{\text{РГ}} \cdot 3600} \quad (3.6)$$

$$G_{\Gamma 0} = G_{\text{ВКС}0} + G_{\text{T}0} / 3600, \text{ где}$$

H_U – теплотворная способность топлива, ккал/кг;

$\eta_{\text{КС}}$ – КПД камеры сгорания;

ΔG_{Γ} – заряд топлива, кг/ч;

$GBKCO$, $GT0$ – расход воздуха и расход топлива в КС на статическом режиме (снимаются с дроссельных характеристик).

Поскольку $K_{GT\Gamma} = \Delta T_{\Gamma} / \Delta G_T$, то

$$K_{GT\Gamma} = \frac{H_u \cdot \eta_{КС}}{G_{T0} \cdot C_{p\Gamma} \cdot 3600} \quad (3.7)$$

Изменение теплофизических свойств газа (в частности, теплоемкости C_p и показателя адиабаты «к») отслеживается по тракту газогенератора.

Температура газа за турбиной ВД:

$$T_{ТВД} = T_{\Gamma} \cdot (1 - \eta_{ТВД} \cdot (1 - (1/\pi_{ТВД})^{\frac{K-1}{K}})) \quad (3.8)$$

Считая, что за $\Delta t=0$ $\eta_{ТВД}$ и $\pi_{ТВД}$ const, и переходя к отклонениям можно записать:

$$K_{GT_{ТВД}} = K_{GT\Gamma} \cdot (1 - \eta_{ТВД0} \cdot (1 - (1/\pi_{ТВД0})^{\frac{K-1}{K}})), \quad (3.9)$$

где $K_{GT_{ТВД}} = \Delta T_{ТВД} / \Delta G_T$

Мощность, развиваемая турбиной ВД:

$$N_{ТВД} = C_p \cdot G_{ТВД} \cdot (T_{\Gamma} - T_{ТВД}) \quad (3.10)$$

После линеаризации

$$\Delta N_{ТВД} = C_p \cdot (T_{\Gamma 0} - T_{ТВД 0}) \cdot \frac{\Delta G_T}{3600} + C_p \cdot G_{ТВД 0} \cdot (K_{GT\Gamma} - K_{GT_{ТВД}}) \cdot \Delta G_T, \text{ где}$$

$\Delta N_{ТВД}$ – увеличение мощности турбины ВД за счет поступившего в КС заряда топлива, ккал/с.

Изменение крутящего момента на турбине ВД:

$$\Delta M_{ТВД} = 716.2 \frac{5.693 \cdot \Delta N_{ТВД}}{n_{ВД0}}, \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Уравнение движения ротора высокого давления:

$$J_{ВД} \cdot d\omega/dt = M_{ТВД} - M_{КВД} \quad (2.11)$$

В рассматриваемый момент времени $M_{КВД} = \text{const}$, т.е. $\Delta M_{КВД} = 0$, тогда можно записать:

$$\tau_{ВД} = \frac{30 \cdot \Delta M_{ТВД}}{\pi \cdot J_{ВД}}, \text{ где}$$

$J_{ВД}$ – момент инерции ротора ВД, кгм^2

Поскольку движение ротора ВД аппроксимируется уравнением динамического звена первого порядка:

$$(\tau_{ВД} \cdot p + 1) \cdot \Delta n_{ВД} = K_{GB} \cdot \Delta GT \quad (3.12)$$

и в момент времени $\Delta t = 0$ изменение частоты вращения ротора еще не произошло, т.е. $\Delta n_{ВД} = 0$, то инерционную характеристику ротора можно определить как:

$$\tau_{ВД} = K_{GB} \cdot \Delta GT / \Delta \tau_{ВД} \quad (3.13)$$

Для ротора НД и для температуры за силовой турбиной по тому же алгоритму можно получить соотношения:

- для инерционной характеристики ротора низкого давления

$$\tau_{НД} = K_{GH} \cdot \Delta GT / \Delta \tau_{НД} \quad (3.14)$$

- для коэффициента, характеризующего влияние расхода топлива на температуру газов за турбиной низкого давления

$$K_{GT_{НД}} = K_{GT_{ВД}} \cdot (1 - \eta_{ТНД0} \cdot (1 - (1/\pi_{ТНД0})^{\frac{K-1}{K}})) \quad (3.15)$$

Влияние частоты вращения ротора низкого давления на температуру газов по тракту газогенератора определяется из соотношений:

$$\begin{aligned} K_{n_{Г}} &= - \frac{K_{G_{Г}} \cdot \Delta G_{Г} - \Delta T_{Г\text{стат}}}{\Delta n_{НД}} \\ K_{n_{Г\text{ТВД}}} &= - \frac{K_{G_{Г\text{ТВД}}} \cdot \Delta G_{Г\text{ТВД}} - \Delta T_{Г\text{ТВДстат}}}{\Delta n_{НД}} \\ K_{n_{Г\text{ТНД}}} &= - \frac{K_{G_{Г\text{ТНД}}} \cdot \Delta G_{Г\text{ТНД}} - \Delta T_{Г\text{ТНДстат}}}{\Delta n_{НД}} \end{aligned} \quad (3.16)$$

$\Delta T_{Г\text{стат}}$, $\Delta T_{Г\text{ТВДстат}}$, $\Delta T_{Г\text{ТНДстат}}$ – разница между начальным и конечным режимами по дроссельным характеристикам.

На следующем этапе предлагается упрощенная многорежимная модель, сочетающая нелинейные дроссельные характеристики с линейным учетом динамических факторов, обуславливающих отклонение параметров от линии рабочих режимов.

Все динамические процессы в двигателе протекают за счет энергии того количества топлива, которое является избыточным по отношению к топливу, обеспечивающему статические режимы.

Поскольку исходная система уравнений составлена для отклонений переменных, то она будет справедлива для динамических составляющих входящих в неё параметров.

Алгоритм вычисления частоты вращения ротора низкого давления во время переходного процесса (раскрутка, дросселирование) выглядит следующим образом.

3.2.1 Текущее значение частоты вращения ротора НД:

$$n_{НД} = n_{НД0} + \Delta n_{НД}, \text{ где}$$

$\text{пнд}0$ – исходный режим, а $\Delta\text{пнд}$ находится путем интегрирования скорости изменения частоты вращения ротора в динамическом процессе:

$$\Delta n_{\text{нд}} = K_{\text{GH}}/\tau_{\text{H}} \cdot G T_{\text{лин}} \quad (2.17)$$

Для использования в дальнейших расчетах определяются статическая и динамическая составляющие:

$$(\tau_H \cdot p + 1) \cdot \text{нд}_{\text{лин}} = K_{\text{ГН}} \cdot G_{\text{Тлин}} \quad (3.18)$$

$$\text{пнд}_{\text{стат}} = \text{пнд} - \text{пнд}_{\text{лин}} \quad (3.19)$$

Для ротора ВД алгоритм расчета аналогичен, но необходимо учесть, что $G_{т\text{стат}}$ необходимо снимать с дроссельной характеристики по текущему значению частоты вращения ротора ВД.

Подмодель расчёта оборотов низкого давления представлен на рисунке 3.9.

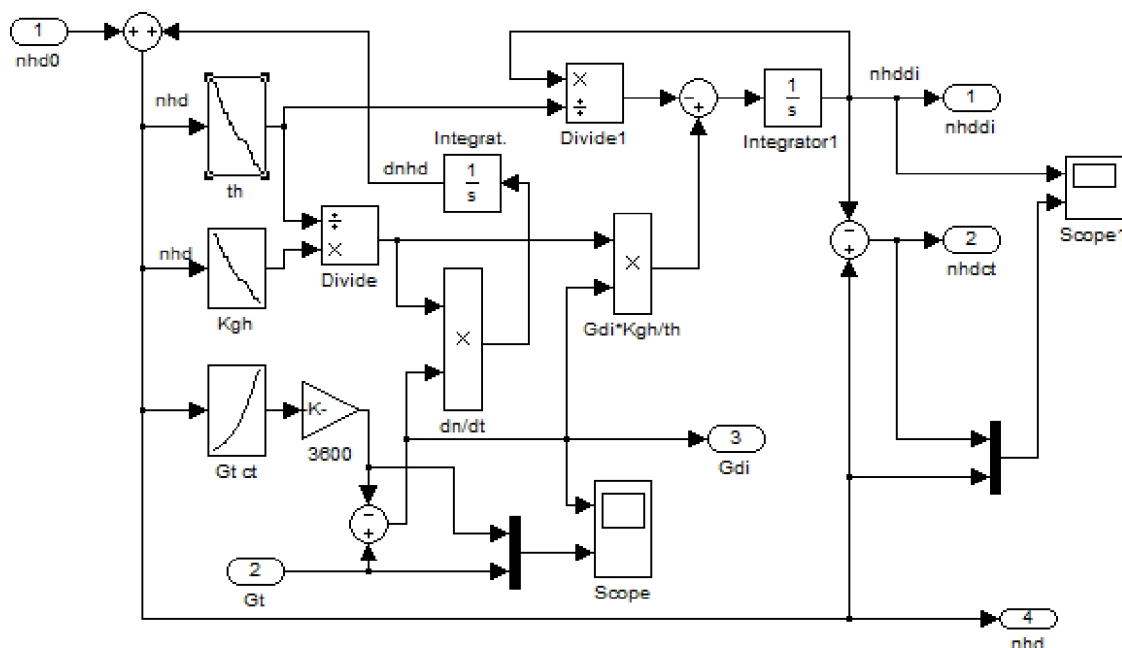


Рисунок 3.9 - Расчёт оборотов низкого давления

Аналогичным образом рассчитывается значение оборотов высокого давления (рисунок 3.10)

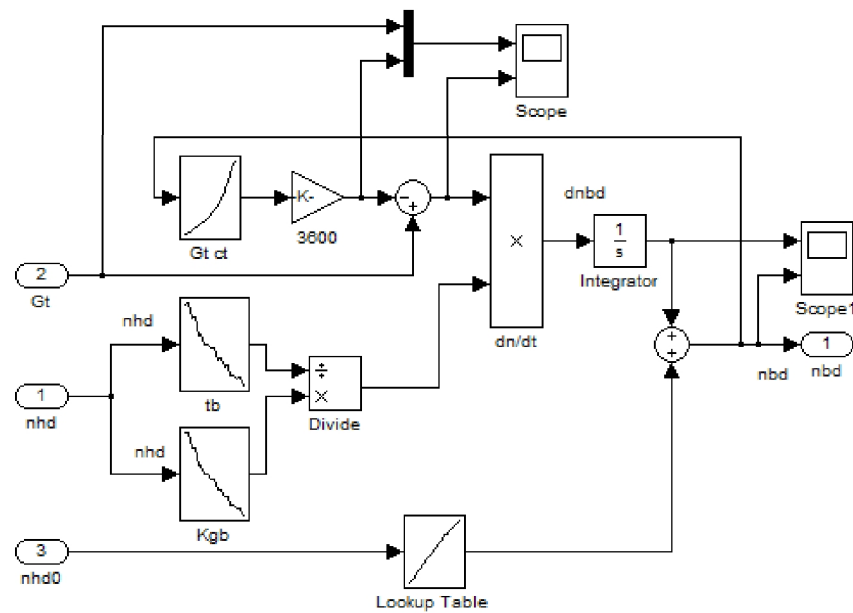


Рисунок 3.10 - Расчёт оборотов высокого давления

3.2.2 Для остальных параметров по известной $n_{нд\text{стат}}$ на каждом шаге интегрирования или с заданной дискретностью с дроссельных характеристик снимаются значения статических составляющих интересующих параметров.

Согласно исходным уравнениям определяются динамические составляющие этих параметров:

$$\begin{aligned}
 T_{Г\text{дин}} &= K_{GTГ} \cdot G_{Т\text{дин}} - K n_{ТГ} \cdot n_{нд\text{дин}} \\
 T_{ТВД\text{дин}} &= K_{GTВД} \cdot G_{Т\text{дин}} - K n_{ТВД} \cdot n_{нд\text{дин}} \\
 T_{ТНД\text{дин}} &= K_{GTНД} \cdot G_{Т\text{дин}} - K n_{ТНД} \cdot n_{нд\text{дин}}
 \end{aligned}
 \tag{3.20}$$

Текущие значения параметров определяются как сумма статических и динамических составляющих.

Подмодель расчёта температур по характерным сечениям турбины представлена на рисунке 3.11 .

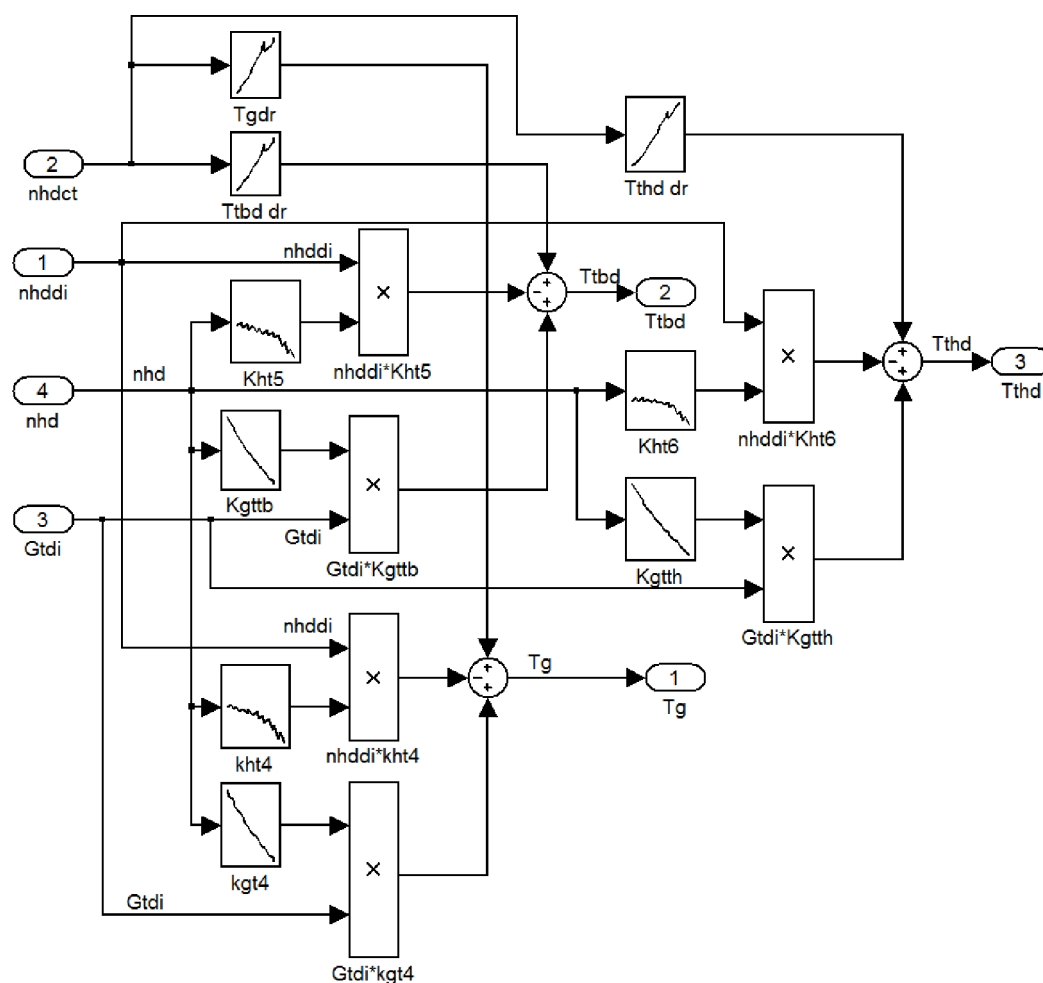


Рисунок 3.11 - Расчет параметров турбины высокого давления

Таким образом, модель воспроизводит реакцию параметров на малые возмущения и способна моделировать и динамические процессы во всем диапазоне рабочих режимов.

3.3 Моделирование динамических процессов в гидромеханической САУ двухконтурного двигателя в пакете Simulink

Переходные процессы в системе управления моделируются по управляющему воздействию от угла установки РУД, а также при разных высотных условиях. Влияние внешнего возмущения в данной модели не предусмотрено, так как в технологии моделирования сделан упор на моделирование полноразмерного гидромеханического регулятора, при упрощенной динамической модели двигателя.

Моделирование производится при приемистости и сбросе газа, а также при разных значениях высоты полета.

Далее приведены результаты моделирования динамических процессов.

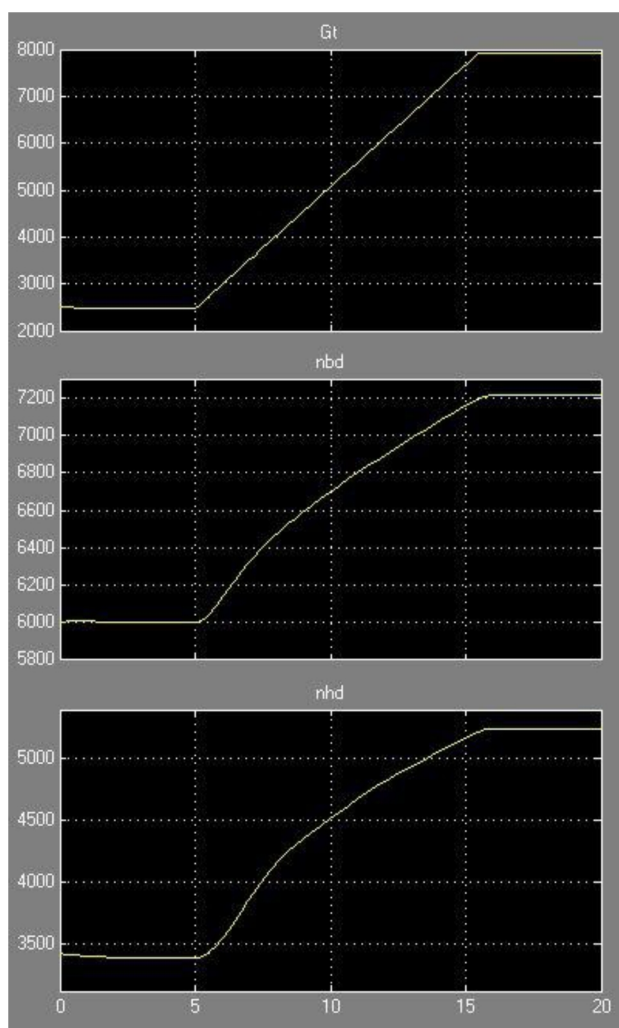


Рисунок 3.12 - Приёмистость двигателя

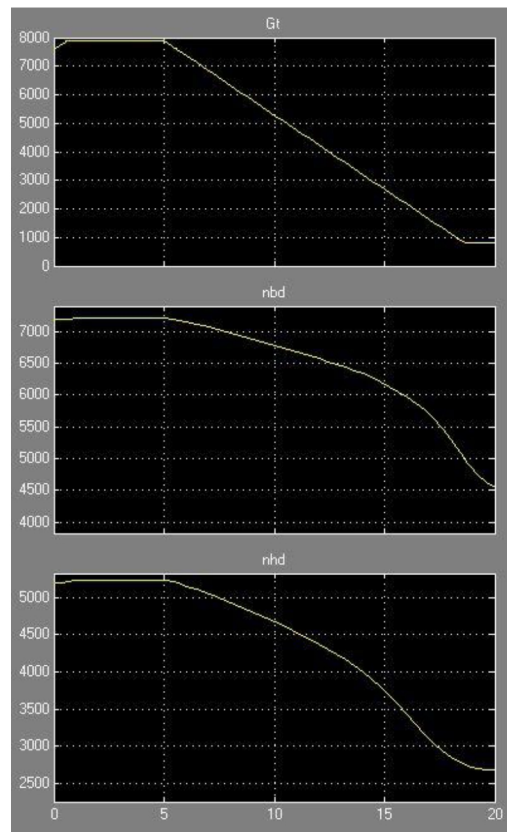


Рисунок 3.13 - Сброс газа

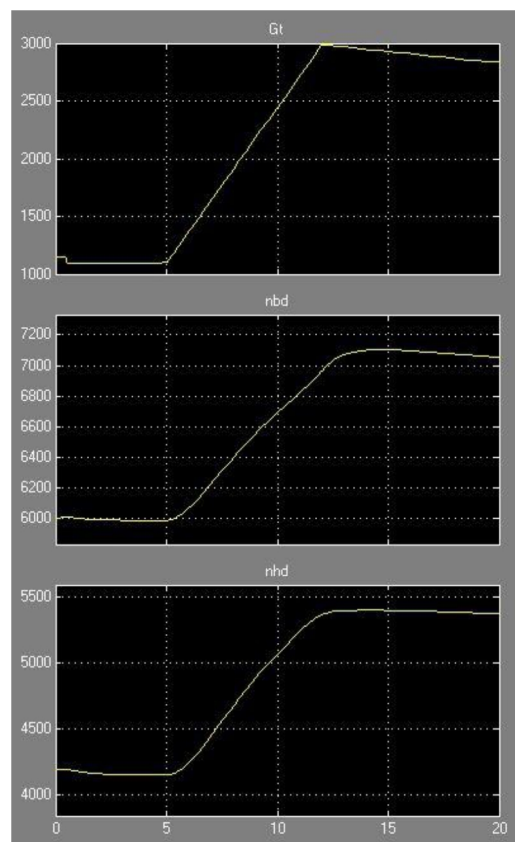


Рисунок 3.14 - Высотные условия (H=11 км)

3.4 Программирование математической модели запуска САУ ГТД в среде разработки LabVIEW

На основе математической модели автомата запуска, изложенной в главе 2.3, в пакете визуального объектно-ориентированного программирования была составлена учебная программа расчёта параметров автомата запуска и в зависимости от их изменения параметры ГТД.

Общий интерфейс программы представлен на рисунке 3.15

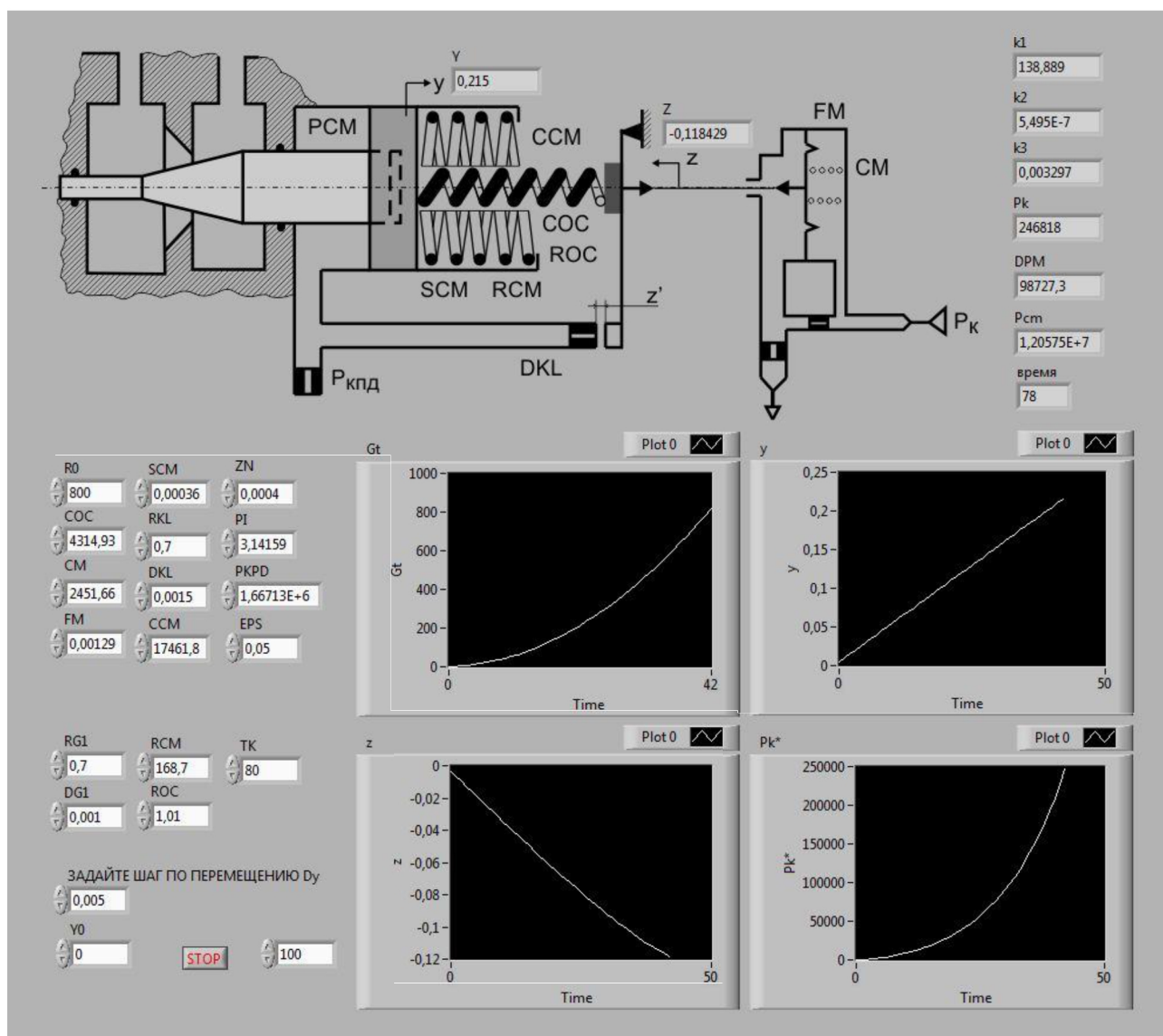


Рисунок 3.15 - Интерфейс программы расчета параметров автомата запуска

Функциональные возможности программы включают в себя:

- задание параметров модели, таких как жесткость пружин, площади проходных сечений дроссельных пакетов, площади торцов золотников и давление из клапана постоянного давления (рисунок 3.16);

R0	SCM	ZN
800	0,00036	0,0004
COC	RKL	PI
4314,93	0,7	3,14159
CM	DKL	PKPD
2451,66	0,0015	1,66713E+6
FM	CCM	EPS
0,00129	17461,8	0,05

Рисунок 3.16 – Задание начальных параметров модели

- задание расчётного времени выхода автомата запуска на режим,
- отслеживание промежуточных параметров, в нашем случае, давления в полости иглы запуска, коэффициентов уравнений;
- изменение шага перемещения иглы автомата запуска;
- визуальное изучение схемы автомата запуска с обозначениями всех жесткостей и диаметров характерных элементов;
- вывод результатов расчетов на графики по времени, в данном примере выведены параметры перемещения иглы запуска y , перемещение штока мембраны z , давление на входе в двигатель p_k^* и расход топлива в камеру сгорания. Графики расчета для заданных параметров представлены на рисунке 3.17
- программа представляет собой открытый код с возможностью изменения алгоритмов расчёта и вывода всех необходимых параметров.

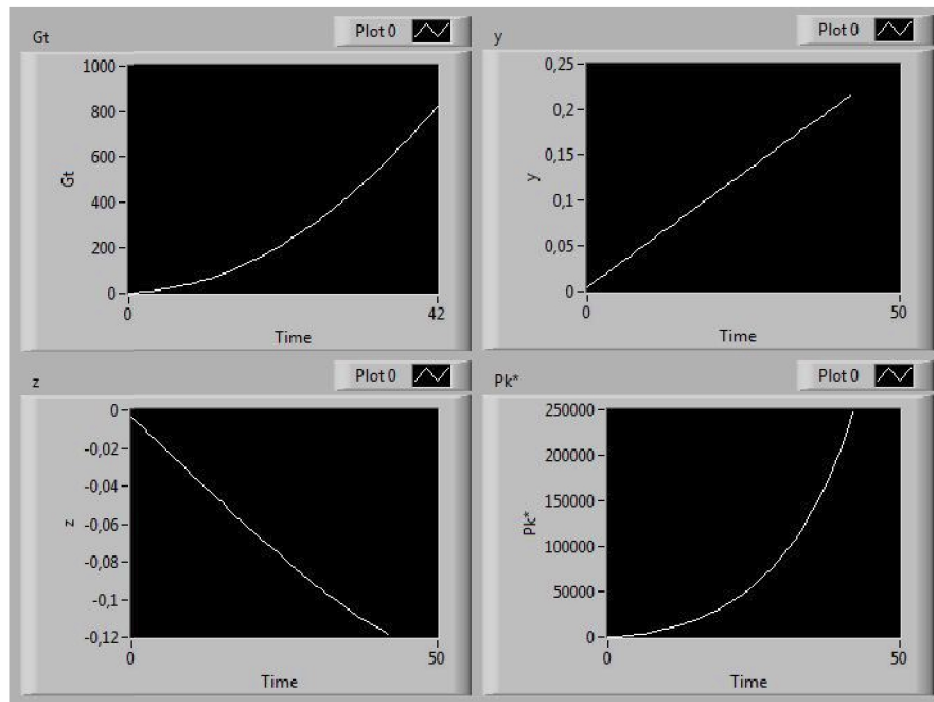


Рисунок 3.17 – Графики изменения параметров модели запуска

Фрагмент кода программы представлена на рисунке 3.18

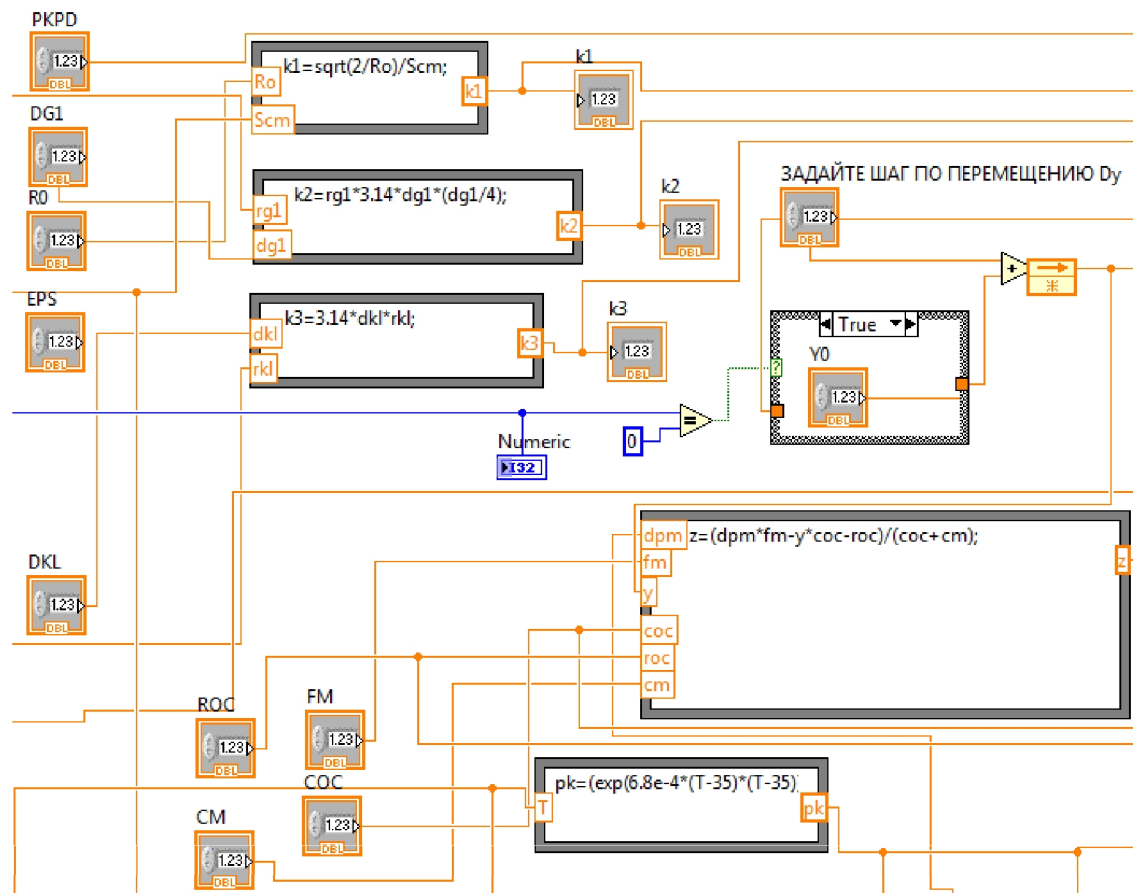


Рисунок 3.18 - Фрагмент кода модели автомата запуска

3.5 Разработка учебного примера по моделированию агрегатов САУ ГТД

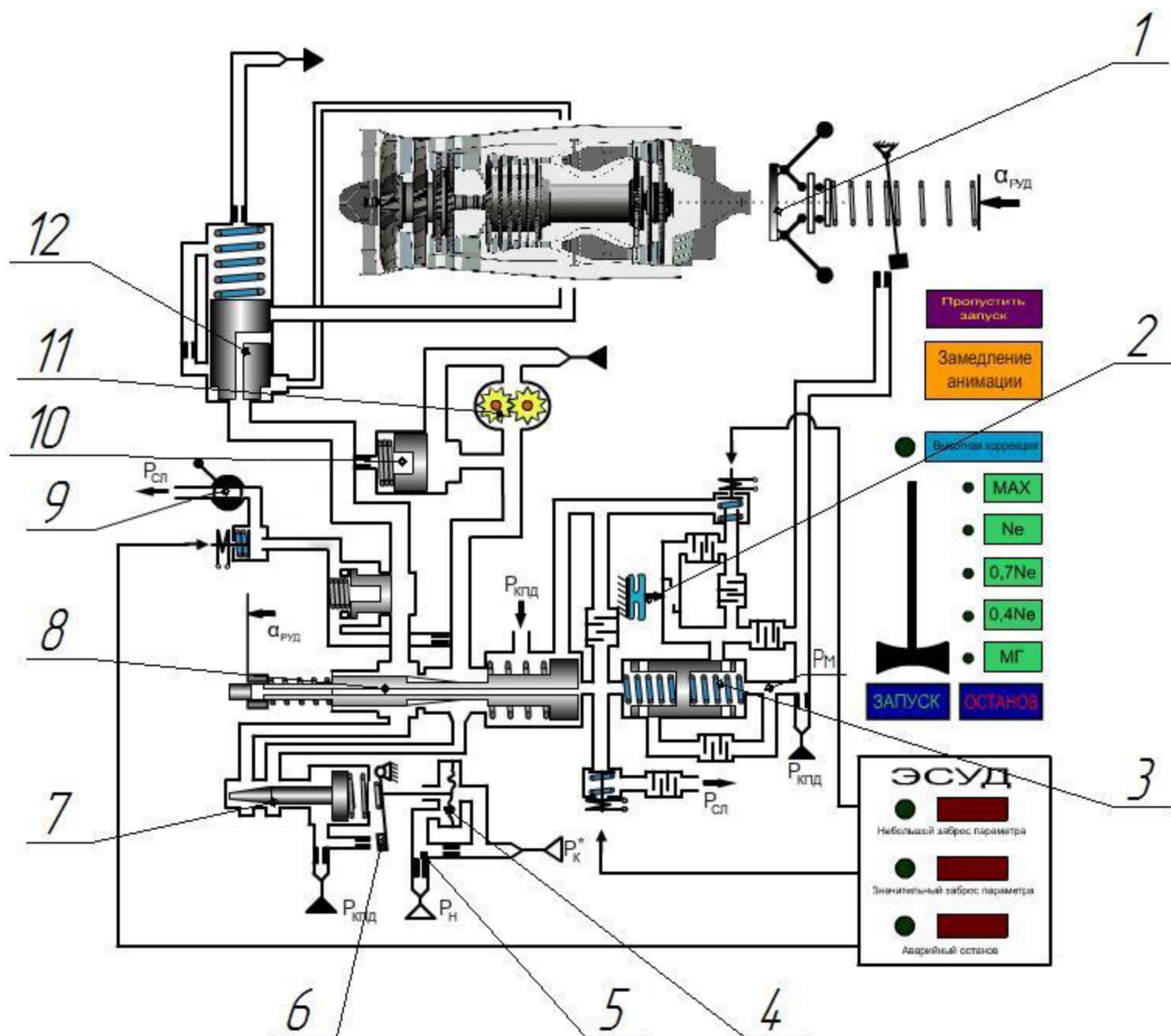
Разработан учебный пример виртуального моделирования процессов в системе управления двухконтурного ГТД с основным гидромеханическим регулятором частоты вращения ротора высокого давления и электронным ограничителем режимов работы двигателя по частоте вращения ротора низкого давления и температуры газов. Пример основан на программе виртуального имитационного моделирования, которая позволяет студентам получить наглядное представление о динамике процессов, протекающих в гидромеханической системе управления ГТД.

Назначение учебного примера – визуализация переходных процессов, протекающих в гидромеханическом контуре системы управления двухконтурного ГТД. При этом программа позволяет визуализировать все основные установившиеся и переходные режимы работы автоматики двигателя:

1. Запуск двигателя и его выход на режим малого газа.
2. Режимы полной и частичной приемистости.
3. Основные установившиеся (штатные режимы работы двигателя): малый газ (МГ), крейсерские (0,4 Ne и 0,7 Ne), номинальный (Ne) и максимальный (MAX).
4. Режимы сброса газа.
5. Режимы ограничительного регулирования при работе ЭСУД.
6. Режимы аварийного останова двигателя.

В данном описании учебного примера изложена технология работы с программой в целях воспроизведения различных статических и переходных режимов работы. Показаны возможности программы по визуализации движения основных элементов гидромеханической системы регулирования двигателя.

На рисунке 3.19 представлен общий вид программы и обозначены основные компоненты гидромеханической САУ двигателя.

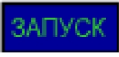


1 – датчик частоты вращения; 2 – высотный корректор; 3 – статическая часть; 4 – мембрана воздушного редуктора; 5 – воздушный редуктор; 6 – сопло-заслонка воздушного редуктора; 7 – дозирующая игла автомата запуска; 8 – основная дозирующая игла; 9 – стоп-кран; 10 – клапан постоянного перепада давления на дозирующей игле; 11 – шестеренный насос; 12 – распределитель топлива

Рисунок 3.19 - Общий вид программы

Рассмотрим методику работы с программой на основных режимах работы двигателя.

3.5.1 Режим запуска

При нажатии на кнопку  осуществляется моделирование режима запуска двигателя и его выхода на режим малый газ. Основным допущением такого моделирования является не учет первоначальной раскрутки роторов двигателя стартером. Одновременно с началом режима происходит вращение привода шестеренного насоса 11 и течение топлива по трубопроводам. (Рисунок 2.20)

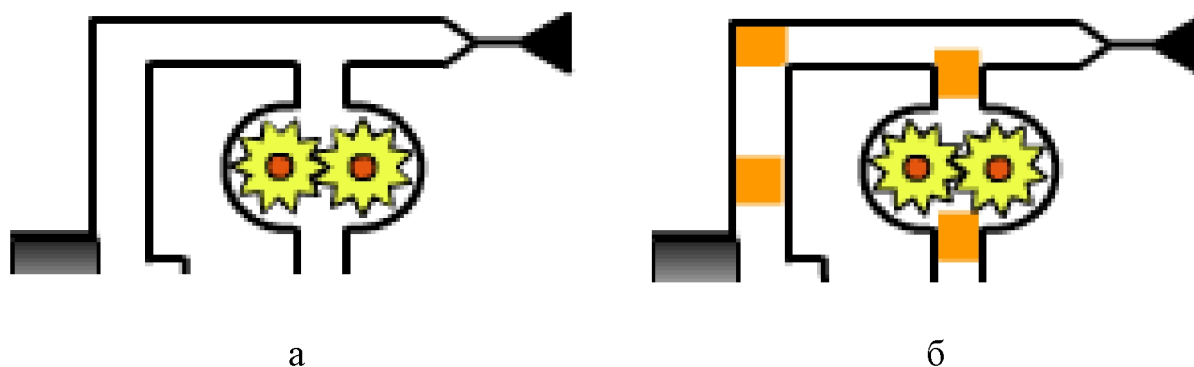


Рисунок 2.20 – Шестеренный насос с присоединенными магистралями: а – до включения режима запуск (движение топлива отсутствует), б – после включения режима запуск (перемещение топлива показано движущейся оранжевой пунктирной линией)

Нагнетаемое шестеренным насосом топливо подводится к дозирующей игле 8, которая является основным регулирующим расход топлива элементом. На режиме запуска проходное сечение основной дозирующей иглы постоянно и минимально, так как игла находится на гидравлическом упоре, определяемым положением втулки-ползушки, определяемым положением РУДа. Переменная составляющая расхода определяется дозирующей иглой 7 автомата запуска, которая включена в топливную магистраль параллельно основной игле. В процессе запуска двигателя по мере увеличения частоты вращения роторов двигателя, увеличивается давление на выходе из компрессора P_K^* (Рисунок 2.21-б). При этом мембрана чувствительного элемента автомата запуска 4 прогибается влево, прикрывая

сопло-заслонку 6 (Рисунок 3.21-в) сервоусилителя дозирующей иглы 7 (рисунок 3.19).

Дозирующая игла автомата запуска перемещается вправо на увеличение расхода топлива. При этом сопло-заслонка возвращается в новое равновесное положение пружины обратной связи (Рисунок 3.21-г).

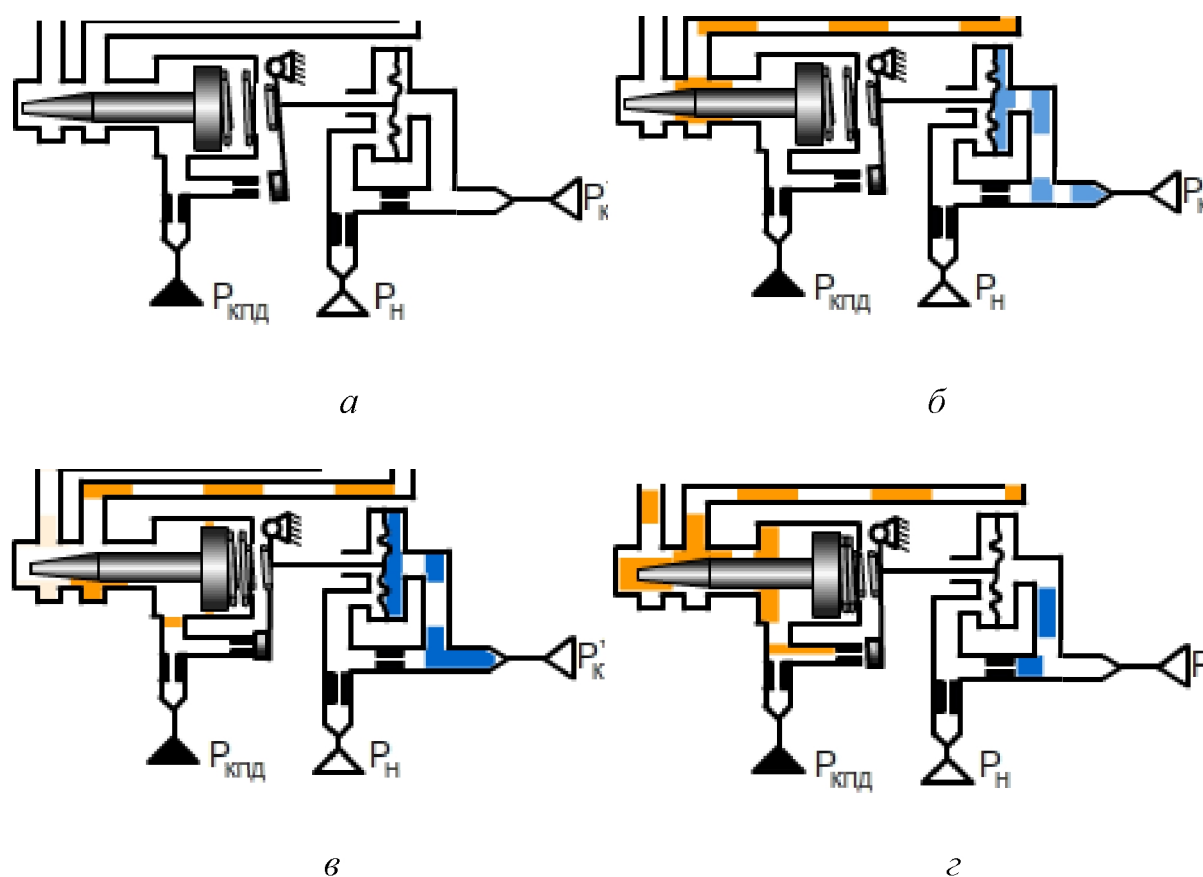


Рисунок 3.21 – Работа автомата запуска на режиме запуска: *а* – в исходном положении игла закрыта, *б* – рост P_K^* , *в* – Мембрана прикрывает сопло-заслонку, *г* – заслонка возвращается в новое равновесное положение

Перепад давления на дозирующих иглах поддерживается постоянным клапаном постоянного перепада давления 10 за счет перепуска части топлива с линии нагнетания насоса на его вход. До запуска клапан закрыт (рисунок 3.22-а), но после начала работы шестеренного насоса 11 он открывает магистраль перепуска топлива (рисунок 3.22-б).

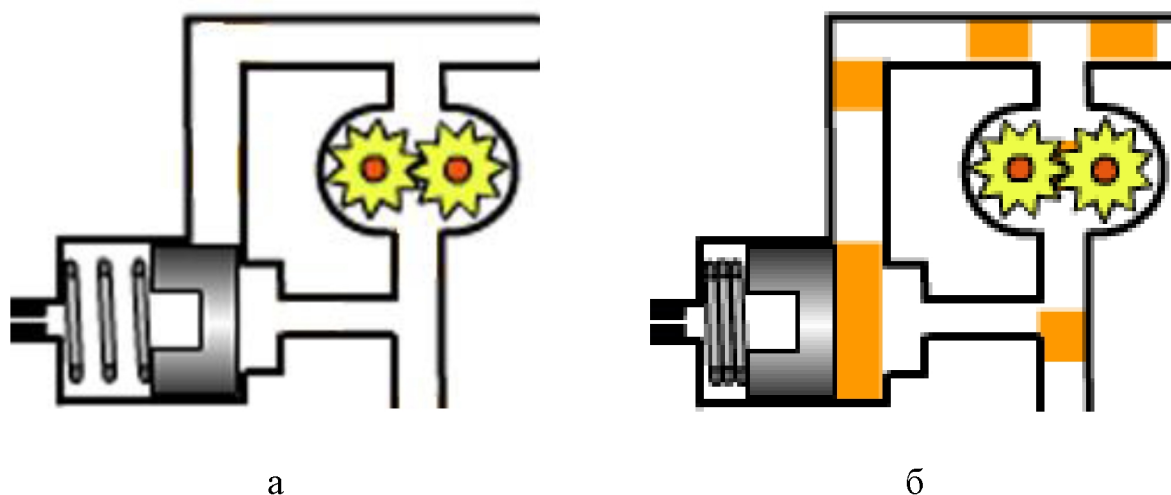

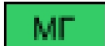
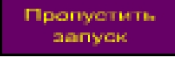


Рисунок 3.22 – Функционирование клапана постоянного перепада давления на дозирующих иглах: а – исходное положение (клапан закрыт); б – клапан поддерживает перепад на иглах за счет перепуска топлива с выхода насоса на его вход

После дозирующих игл топливо при открытом положении стоп-крана поступает в распределитель топлива 12 по контурам камеры сгорания. В нормальном состоянии золотник распределителя прижимается пружиной, закрывая проход топливу (Рисунок 3.23-а). После запуска двигателя в полости распределителя создается избыточное давление, и золотник движется вверх, открывая первый контур (Рисунок 3.23-б) форсунок камеры сгорания.

По мере возрастания оборотов ротора проходное сечение дозирующей иглы автомата увеличивается, давление на золотник растет и открывается второй контур форсунок (Рисунок 3.23-в).

После того, как двигатель выходит на режим малого газа, начинает постоянно гореть сигнализатор режима - зеленый индикатор  .

При необходимости ускорения процесса запуска двигателя имеется возможность пропустить. Нажмите на кнопку , после этого двигатель мгновенно перейдет на режим малого газа.

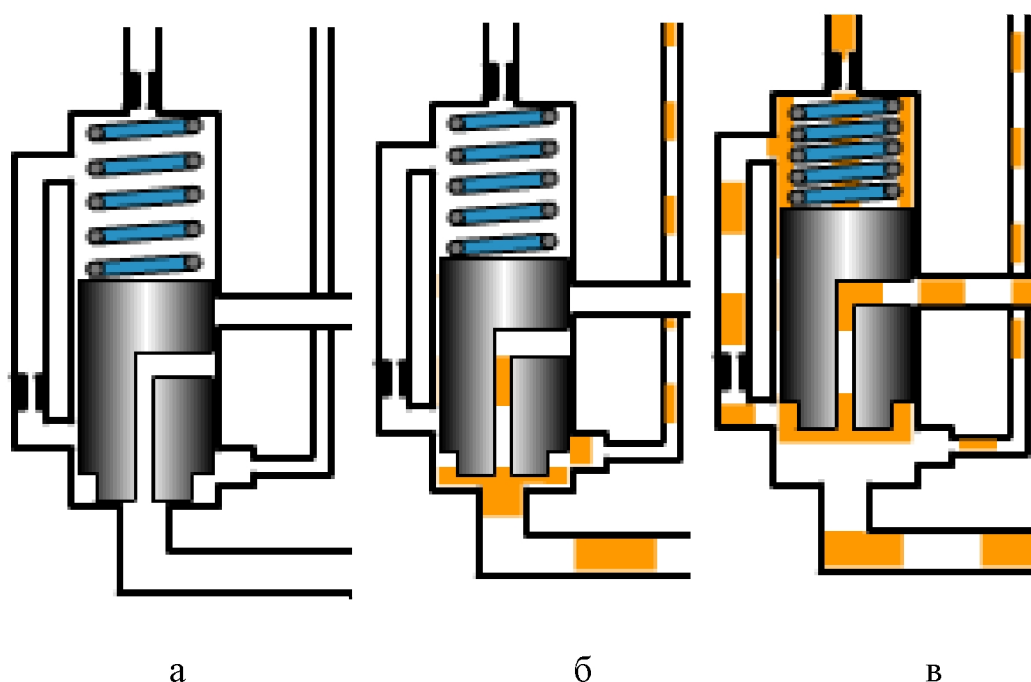



Рисунок 3.23 - Работа распределителя топлива на режиме запуска: а – исходное положение золотника распределителя (проход топлива закрыт), б – включение первого контура форсунок, в – включение второго контура форсунок

3.5.2 Установившиеся (штатные) режимы работы двигателя

Для задания требуемого штатного режима работы двигателя необходимо нажать на соответствующую кнопку установления режимов:

- **MAX** – максимальный,
- **Ne** – номинал;
- **0,7Ne** – 0,7 номинала;
- **0,4Ne** – 0,4 номинала;
- **МГ** – малый газ.

После нажатия на кнопку требуемого режима начинает мигать индикатор зеленого цвета  напротив кнопки установления режимов, а после выхода на режим – индикатор горит постоянно. При задании соответствующих режимов элементы гидромеханической САУ устанавливаются в требуемое положение в соответствии с положением РУДа.

Полная и частичная приёмистость.

В процессе приёмистости $\alpha_{\text{руд}}$ увеличивается. В программе это реализуется передвижением рукоятки управления двигателя вверх (Рисунок 3.24).

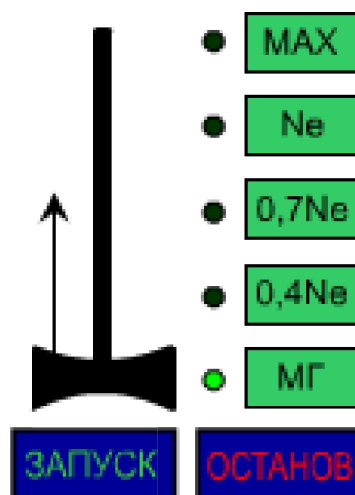
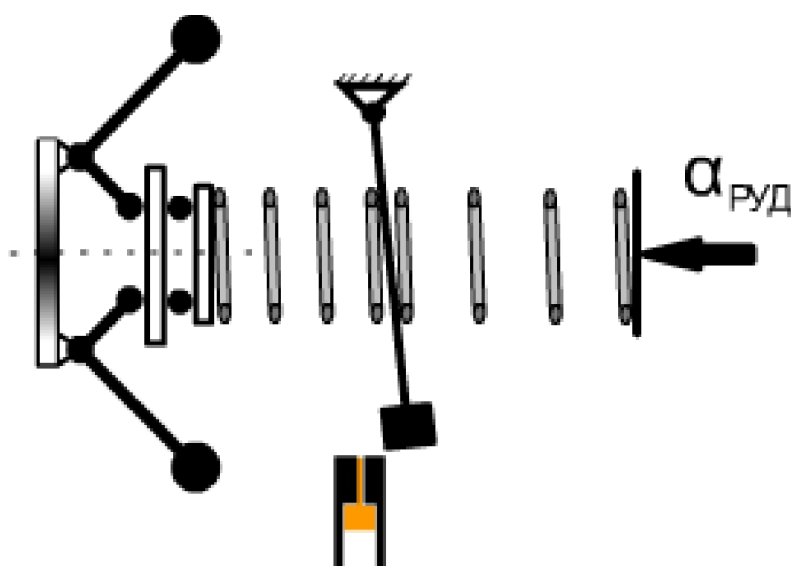


Рисунок 3.24 - Панель задания режимов работы двигателя перемещением РУД (стрелкой показано перемещение РУДа на приёмистости)

До запуска и во время режима малого газа маятник не закрывает сопло слива и избыток топлива попадает в слив (рисунок 3.25-а). После увеличения $\alpha_{\text{руд}}$ происходит затяжка пружины датчика частоты вращения l и его маятник прикрывает сопло слива (рисунок 3.25-б).



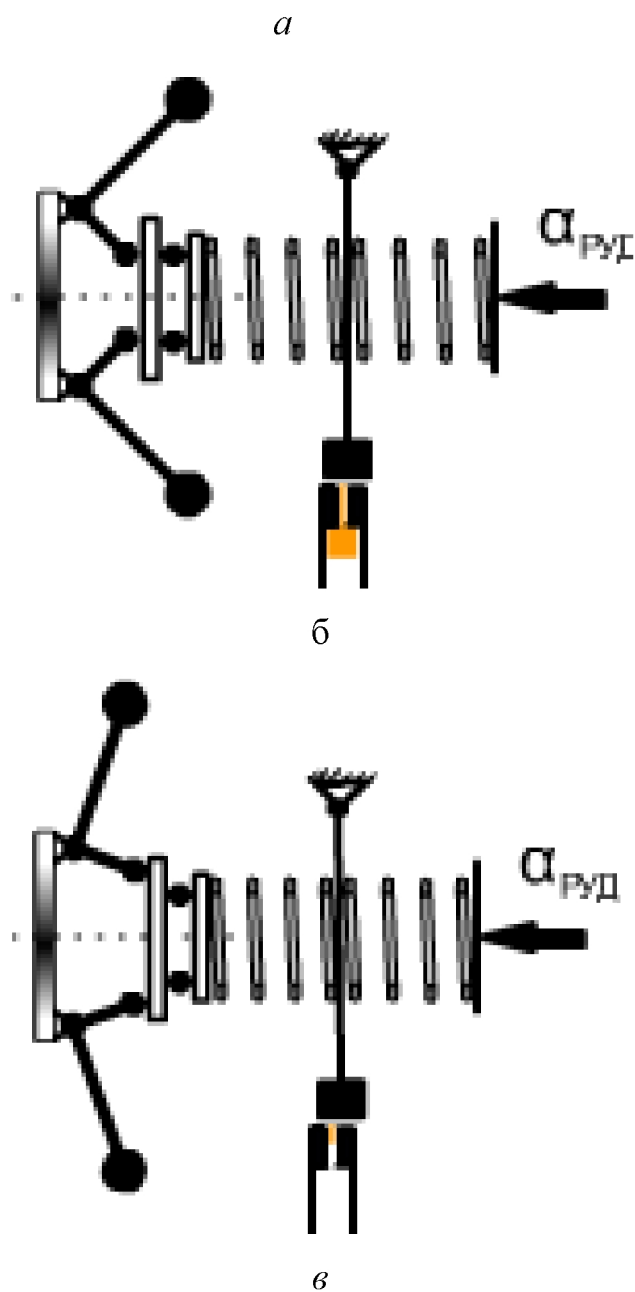


Рисунок 3.25 - Работа датчика частоты вращения: *а* – режим «малый газ»,
б – под действием РУДа маятник прикрывает сопло слива топлива из маятниковой полости, *в* – при раскрутке ротора под действием грузиков маятник возвращается в исходное положение

Это приводит к повышению давления за входным жиклером, на вход в который подаётся постоянное давление $P_{\text{КПД}}$. Топливо под давлением в маятниковой полости $P_{\text{М}}$ через статическую часть 3 (подпружиненный с двух сторон поршень) и группу дроссельных пакетов подается в

управляемую полость дозирующей иглы, что приводит к перемещению иглы влево (Рисунок 3.26) на увеличение расхода топлива. При этом частота вращения $n_{ВД}$ возрастает и маятник, под действием избыточной силы центробежных грузиков возвращается в исходное положение (Рисунок 3.26-в).

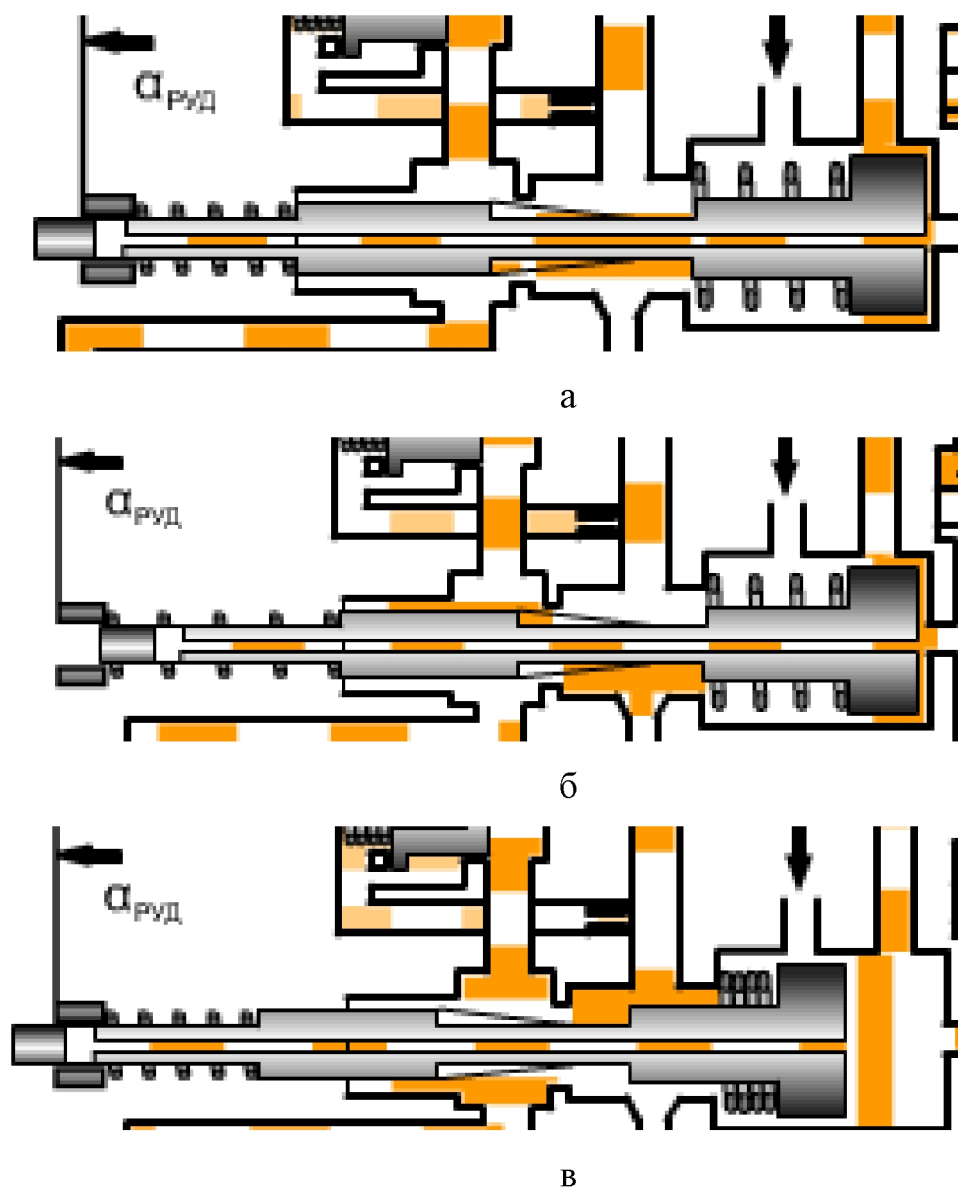


Рисунок 3.26 - Работа основной дозирующей иглы при полной приёмистости двигателя: а – исходное положение: игла на гидравлическом упоре, б – $Q_{руд}$ увеличилось до максимума, в – основная дозирующая игла передвинулась в лево, увеличив своё проходное сечение до полного открытия.

Совместное действие статической части 3 и группы дроссельных пакетов приводит к изодромному регулированию, придающему системе

устойчивость, высокое быстродействие и минимальную статическую погрешность.

Дроссельные пакеты (рисунок 3.27) служат для изменения скорости перемещения дозирующей иглы и подключаются в следующей последовательности. Дроссельный пакет устойчивости *A20* постоянно подключен. Дроссельный пакет *A54* обеспечивает перемещение дозирующей иглы при небольших отклонениях режима, включается и отключается статической частью 3.

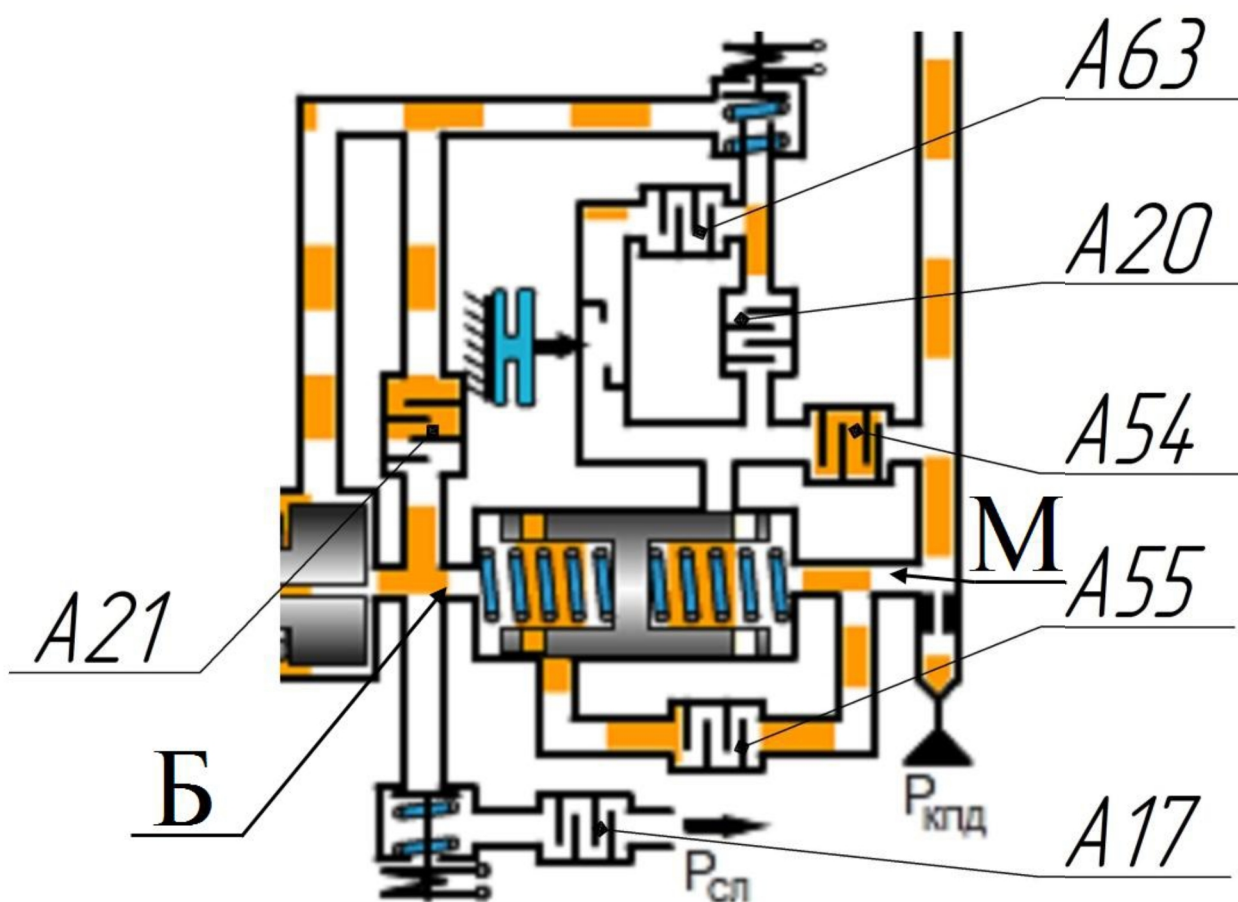


Рисунок 3.27 - Размещение дроссельных пакетов в магистралях гидромеханического регулятора оборотов ротора ВД. (Буквами показаны Б – управляемая полость сервомотора дозирующей иглы; М – маятниковая полость)

На установившихся режимах поршень статической части перекрывает канал связи маятниковой полости и пакетов *A20* и *A63* с высотным корректором (Рисунок 3.28-а) При увеличении давления P_M , (при

увеличении РУДа на приемистости) поршень статической части 3 перемещается влево (Рисунок 3.28-б) и радиальными отверстиями шунтирует пакет А54, увеличивая скорость перемещения дозирующей иглы.

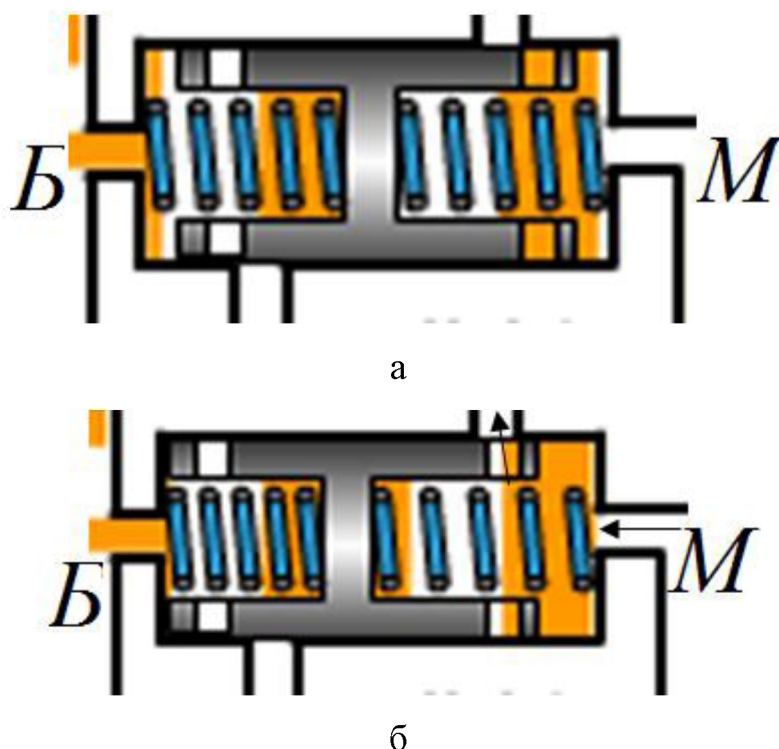


Рисунок 3.28 – Статическая часть: а – уравновешенное состояние на стационарных режимах; б – поршень перемещается влево при приемистости.

Таким образом, в начале приемистости топливо под давлением P_M поступает в полость золотника основной дозирующей иглы через параллельно соединенные дроссельные пакеты А20 , А63 и последовательно включенный дроссельный пакет А21, сопротивлением которого в основном определяется скорость дозирующей иглы 8. При повышении режима, с увеличением расхода топлива дроссель А21 шунтируется кромкой сервопоршня дроссельной иглы 8, что приводит к увеличению скорости перемещения иглы и соответственно расхода топлива.

3.5.3 Сброс газа

При сбросе газа $\alpha_{руд}$ уменьшается. В программе это реализуется передвижением рукоятки газа вниз (Рисунок 3.29).

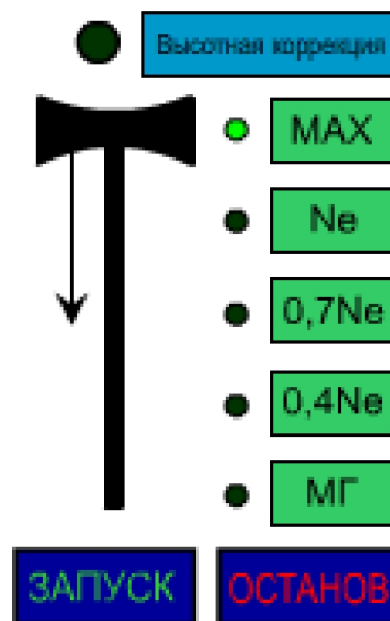
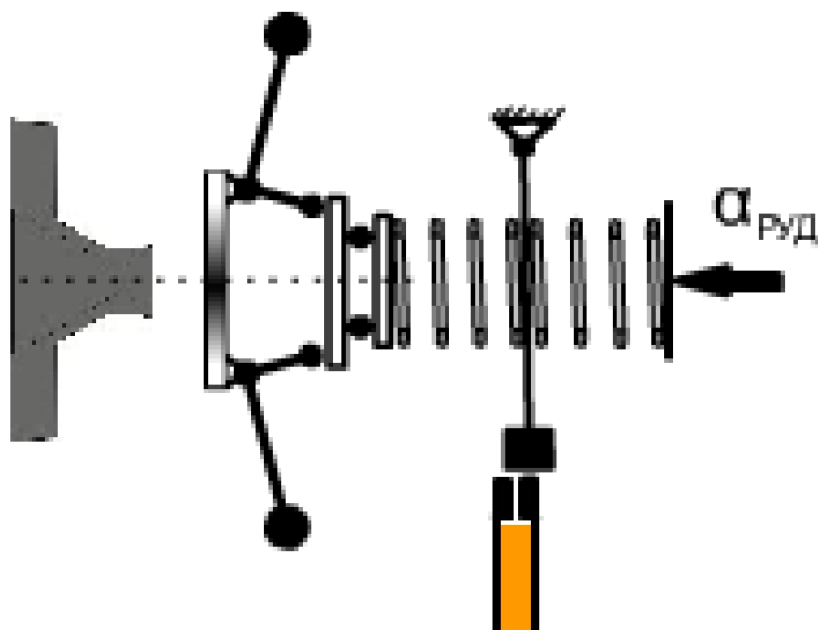
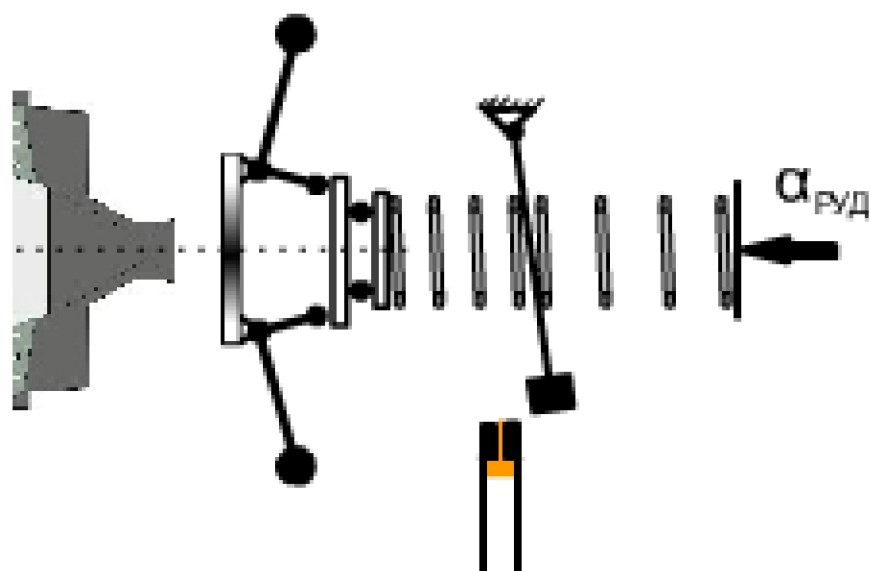


Рисунок 3.29 - Панель задания режимов работы двигателя перемещением РУД (стрелкой показано перемещение РУДа при сбросе газа)

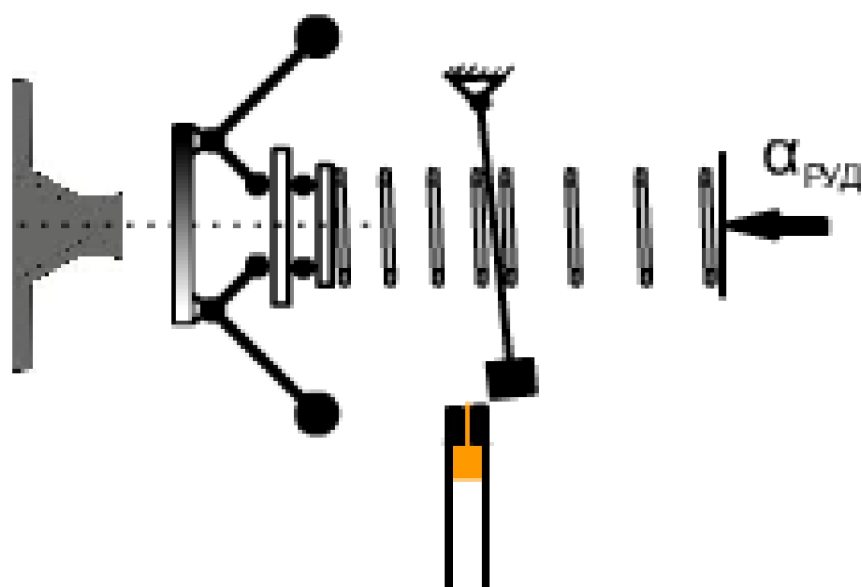
Во время максимального режима газа маятник прикрывает сопло слива (рисунок 3.30-а). После уменьшения $\alpha_{\text{руд}}$ происходит разжатие пружины датчика частоты вращения I и его маятник открывает сопло слива (рисунок 3.31-б).



а



б



в

Рисунок 3.30 - Динамика положения центробежного датчика оборотов и рычага маятника при сбросе газа: а – исходное положение; б – ослабление затяжки пружины задатчика при снижении угла РУДа; в – положение при снижении частоты вращения ротора

Это приводит к понижению давления в маятниковой полости и, следовательно, понижению давления в правой полости статической части. Давление в левой полости передвигает статическую часть вправо (рисунок

3.31-а), тем самым подключает дроссельный пакет, соединяющий управляемую полость иглы с маятниковой полостью, из которой интенсивно сливается топливо из-за открытия маятникового клапана. Вследствие этого игла смещается вправо на снижение расхода топлива.

При этом частота вращения $n_{ВД}$ падает и маятник, под действием избыточной силы центробежных грузиков возвращается в уравновешенное положение (Рисунок 3.31-в).

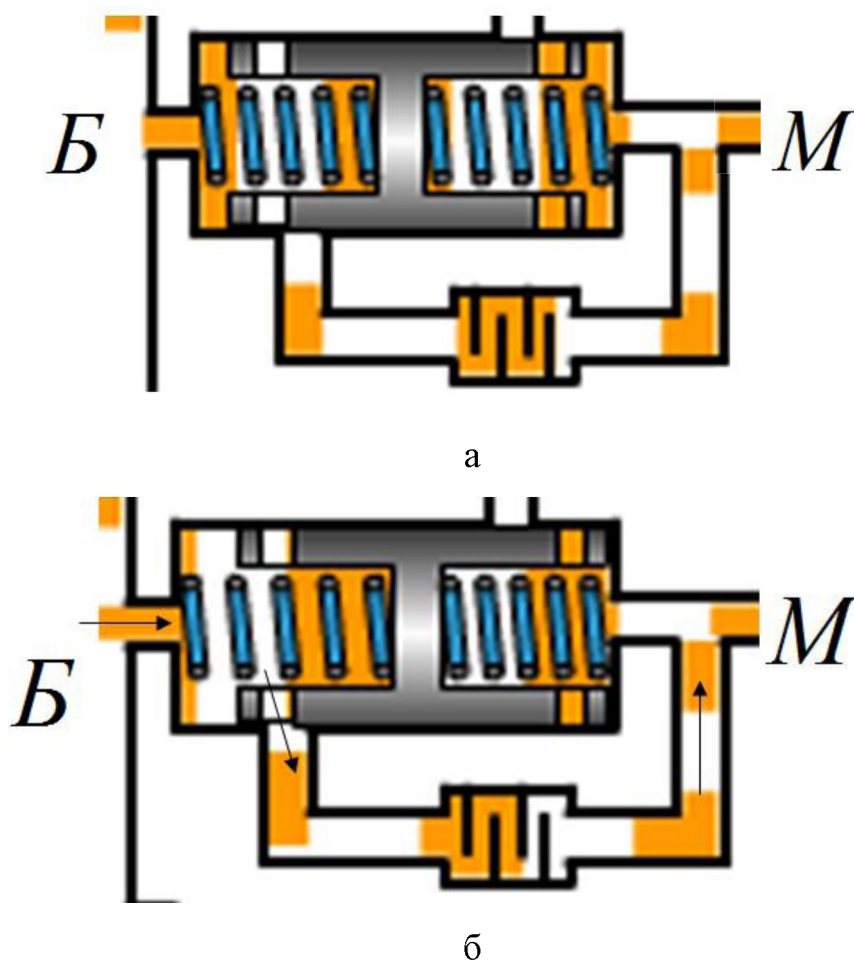
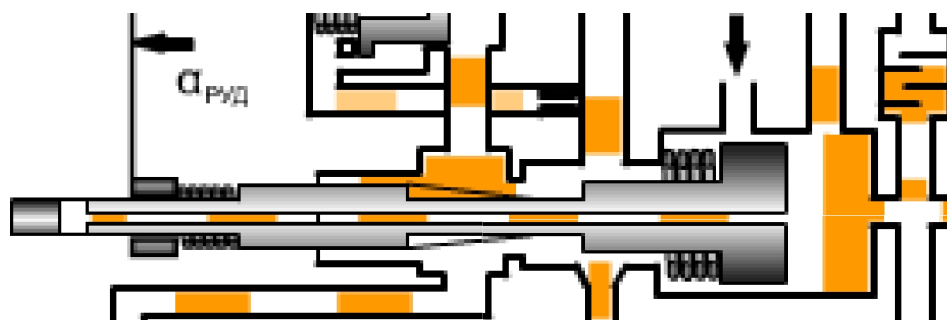


Рисунок 3.31 - Статическая часть: а – уравновешенное состояние на стационарных режимах; б – поршень перемещается вправо при приемистости

При максимальном режиме основная дозирующая игла находится в левом положении (рисунок 3.32-а). После того как давление в правой части золотника дозирующей иглы падает, игла перемещается вправо до гидравлического упора малого газа (рисунок 3.32-в).



а




б



в

Рисунок 3.32 - Динамика движения дозирующей иглы при сбросе газа: а – исходное положение на максимальном режиме; б – команда на снижение угла РУДа; в – движение иглы вслед за втулкой-ползушкой на ее гидравлический упор

Высотный корректор скорости перемещения иглы предназначен для уменьшения скорости ее перемещения при работе двигателя на высотах более 7000м вследствие увеличения инерционности двигателя в высотных условиях. При работе двигателя в диапазоне высот $H < 4000\text{м}$ клапан удерживается в открытом положении (рисунок 3.33-а). С увеличением высоты

полета $H > 7000\text{м}$ анероид расширяясь, отключает (рисунок 3.33-б) канал с дроссельным пакетом $A63$. Скорость перемещения основной дозирующей иглы уменьшается, время приемистости увеличивается. В программе это показывается при нажатии на кнопку  Высотная коррекция. При этом загорается красная лампочка и происходит включение высотного корректора скорости перемещения иглы

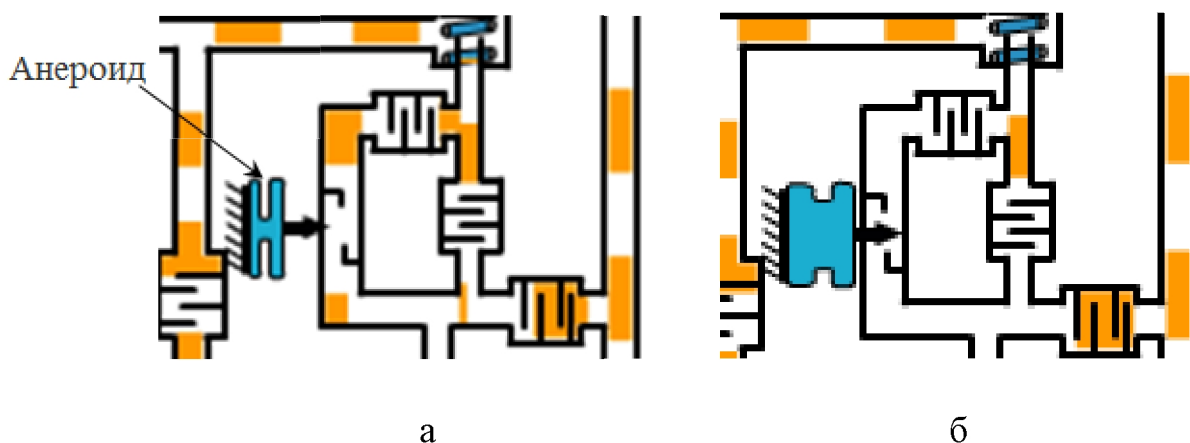


Рисунок 3.33 - Работа высотного корректора: а- при малых высотах клапан корректора открыт; б – при больших высотах (свыше 7 км) клапан корректора закрывается.

3.5.4 Ограничительное регулирование параметров за счет воздействия ЭСУД на гидромеханический регулятор

Если обороты ротора низкого давления и температура за турбиной не достигли заданного максимального значения, то ведущим регулятором является $n_{ВД}$. При превышении оборотов $n_{НД}$ и температуры T_T^* вступает в работу ЭСУД. Исполнительными механизмами ЭСУД являются быстродействующие электромагнитные клапаны $A45$ и $A46$, работающие в импульсном режиме. Клапан $A45$ в обесточенном положении открыт, а клапан $A46$ – закрыт (рисунок 3.34-а). После превышении оборотов $n_{НД}$ и температуры T_T^* на клапан $A45$ подаётся импульс (рисунок 3.34-б) и он перекрывает канал подвода топлива из полости M в правую полость золотника дозирующей иглы. В программе это реализуется при нажатии на кнопку 1 рисунок 3.34. Если при наличии сигнала на клапане $A45$ $n_{НД}$ или T_T^*

превысят своё максимальное значение (на которое настроен ЭСУД), то от ЭСУД поступает импульсный сигнал на клапан A46 (рисунок 3.35-в), вследствие чего подача топлива в двигатель уменьшается до тех пор, пока не восстановится n_{HD} и T_T^* . В программе это реализуется при нажатии на кнопку 2 (рисунок 3.19). После достижения заданных программой значений управление дозирующей иглой переходит к регулятору $n_{ВД}$.

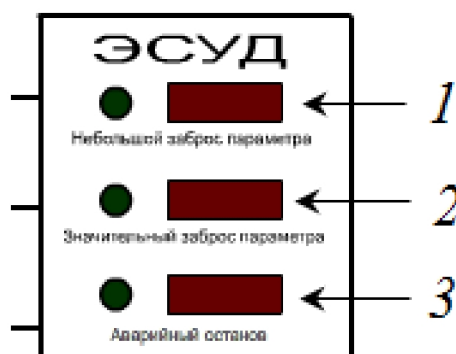
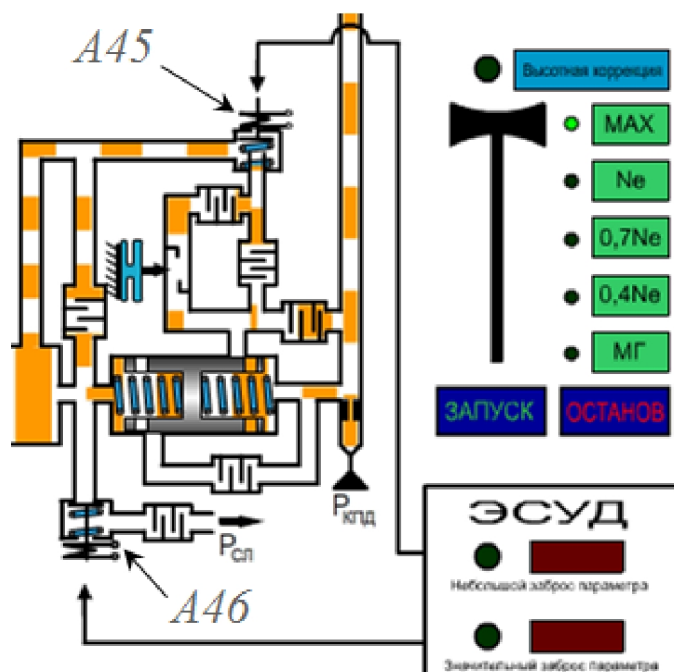
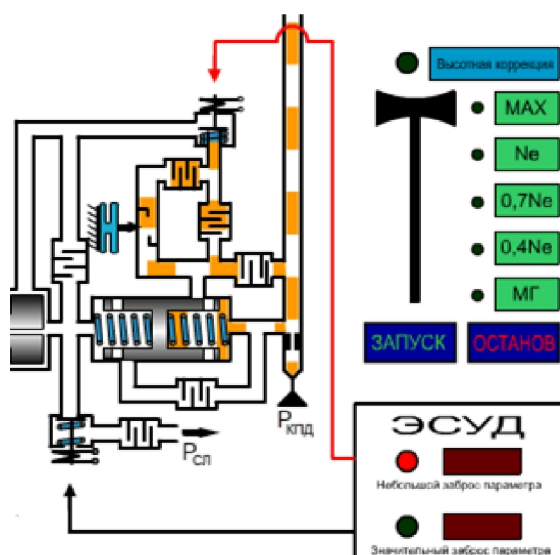


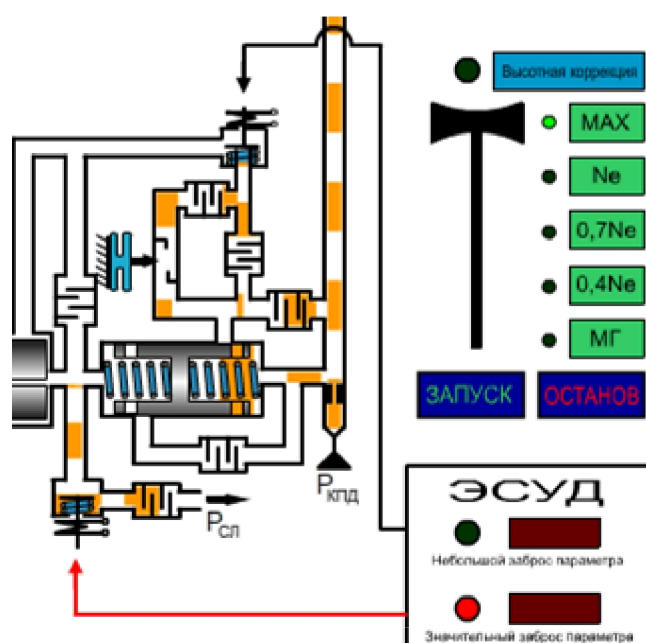
Рисунок 3.34 - Кнопки ЭСУДА: 1 – небольшие забросы параметров, 2 – значительные забросы параметров, 3 – аварийный останов



а



б



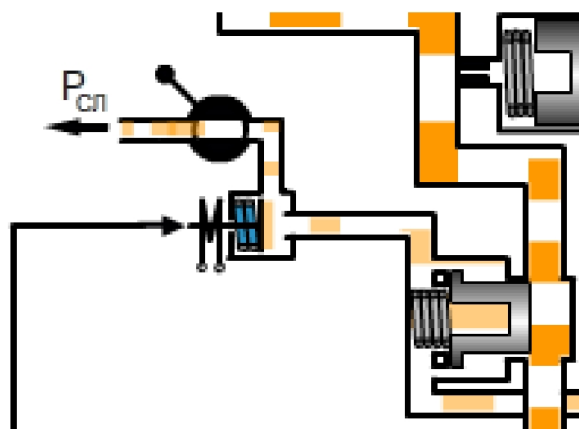
в

Рисунок 3.35 - Работа ЭСУД: а - исходное состояние, клапан А45 открыт, клапан А46 закрыт; б – небольшой заброс параметра, клапан А45 закрылся; в – большой заброс параметра, клапан А 45 закрыт, А 46 открылся.

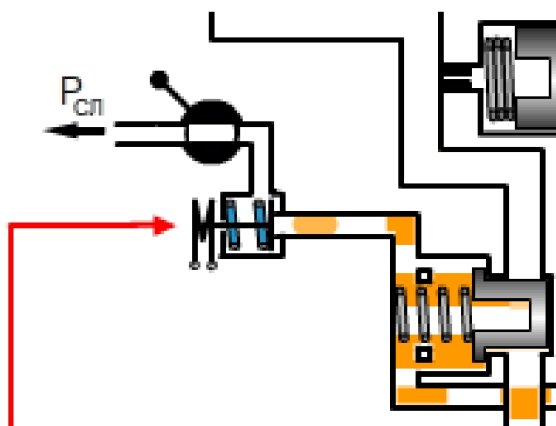
3.5.5 Останов двигателя

Аварийная или штатная остановка двигателя осуществляется повышением давления за стоп-краном. При аварийной ситуации это происходит при помощи клапана А, в штатном режиме с помощью стоп-краном. До срабатывания клапан и стоп-кран постоянно открыты (рисунок

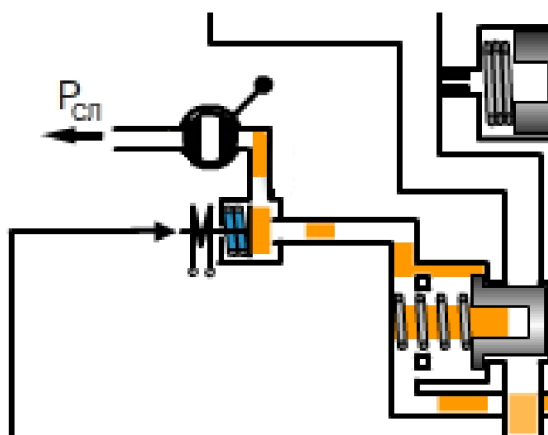
3.36-а). При аварийной ситуации на клапан посылается сигнал и он закрывается, при штатной – закрывается стоп-кран. Они размещены за дозирующей иглой до места отбора давления к пружинной полости клапана перепада давления. Такая установка стоп-крана и клапана перепада давления способствует установлению минимального давления перед дозирующей иглой при закрытии стоп-крана.



а



б



В

Рисунок 3.36 – Остановка двигателя: а – исходное состояние, б – аварийная остановка; в – штатная остановка.

В программе аварийная остановка реализуется нажатием кнопки 3 рисунок 3.34, штатная – кнопкой **ОСТАНОВ**.

Так как в процессе регулирования двигателя задействованы многие агрегаты, а время переходного процесса составляет несколько секунд, в программе присутствует возможность замедления анимации **Замедление анимации**, при нажатии на эту кнопку процессы регулирования замедляются в 2 раза.

Рассмотрим общий вид системы на режимах МГ и МАКСИМАЛ, а также при работе электронной системы управления:

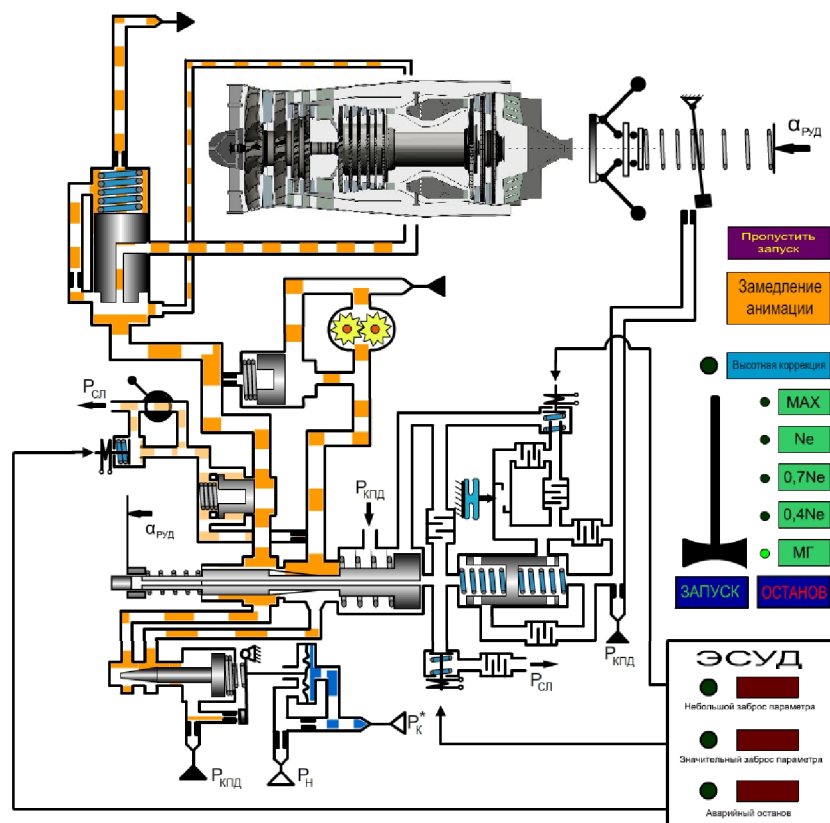


Рисунок 3.37 - Учебный пример моделирования агрегатов САУ на режиме МГ

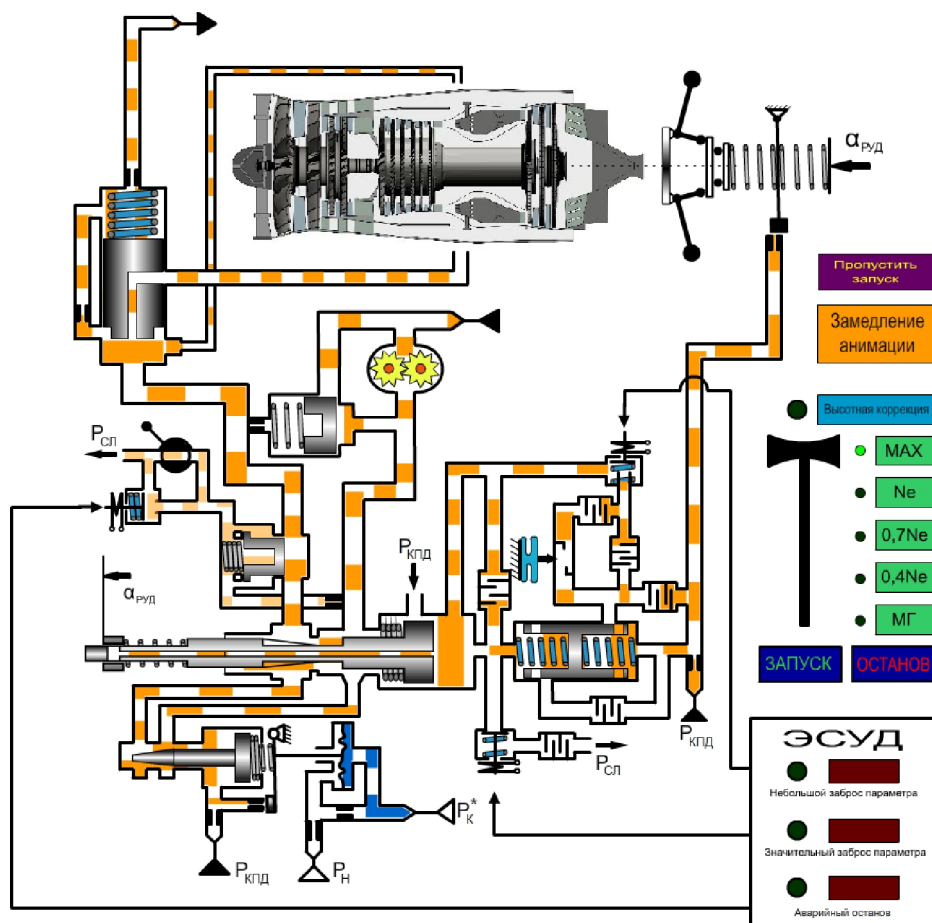


Рисунок 3.38 - Учебный пример моделирования САУ на режиме МАКСИМАЛ

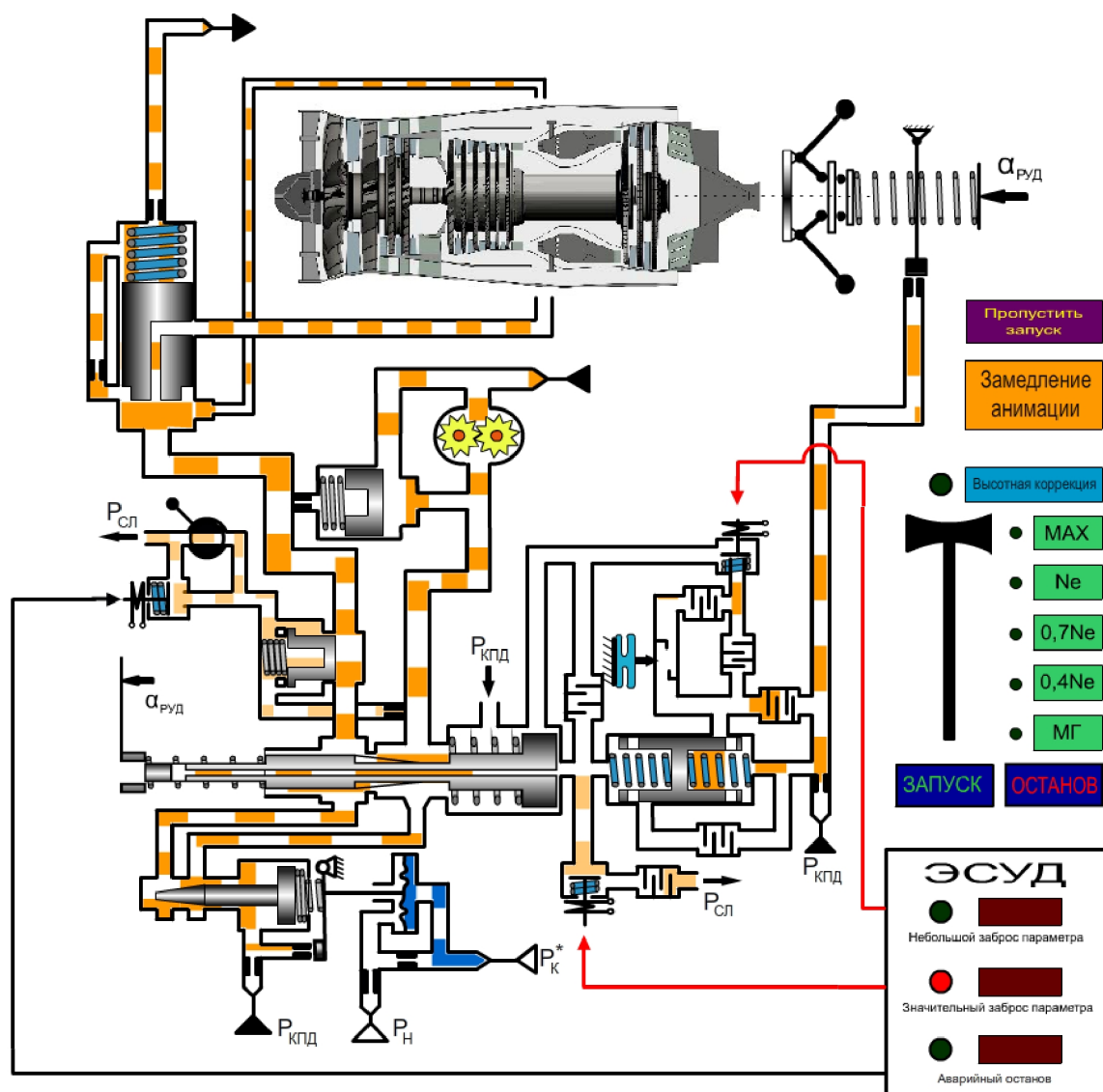


Рисунок 3.39 - Учебный пример моделирования агрегатов САУ при работе ЭСУД